



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PERANCANGAN SISTEM KONTROL POSISI
SILINDER HIDROLIK *ELECTRO-HYDRAULIC
SERVO SYSTEM* PADA PROSES *DEEP
DRAWING PUNCH STROKE***

NICO DESDUEN PUTRA
NRP 2114 105 001

Dosen Pembimbing
Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng, Ph.D.

PROGRAM SARJANA
LABORATORIUM OTOMASI INDUSTRI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT - TM 141585

CONTROLLER DESIGN OF HYDRAULIC CYLINDER POSITION OF ELECTRO- HYDRAULIC SERVO SYSTEM IN THE PROCESS OF DEEP DRAWING PUNCH STROKE

NICO DESDUEN PUTRA
NRP 2114 105 001

Academic Advisor
Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng, Ph.D.

BACHELOR DEGREE PROGRAM
INDUSTRIAL AUTOMATION LABORATORY
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
INDUSTRIAL TECHNOLOGY FACULTY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN SISTEM KONTROL POSISI SILINDER HIDROLIK *ELECTRO-HYDRAULIC SERVO SYSTEM* PADA PROSES *DEEP DRAWING PUNCH STROKE*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Mesin ⁴

Pada

Bidang Studi Manufaktur

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

Nico Desduen Putra

NRP : 2114 105 001

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc. PhD.
(NIP. 196912031994031001)..... (Pembimbing)
2. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA
(NIP. 196508101991021001)..... (Penguji 1)
3. Prof. Dr. Ing. Ir. I Made Londen Bala, M.Eng
(NIP. 195811061986011002)..... (Penguji 2)
4. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT
(NIP. 198604012015041001)..... (Penguji 3)

SURABAYA 2016

PERANCANGAN SISTEM KONTROL POSISI SILINDER HIDROLIK *ELECTRO-HYDRAULIC SERVO SYSTEM* PADA PROSES *DEEP DRAWING PUNCH STROKE*

Nama Mahasiswa : Nico Desduen Putra
NRP : 2114 105 001
Jurusan : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng,
Ph.D.

ABSTRAK

Proses pembuatan munisi melalui beberapa tahap, meliputi pembuatan proyektil, pembuatan selongsong dan perakitan. Pembuatan selongsong diawali dengan membentuk *blank* menjadi *cup* dengan proses *deep drawing*. Langkah tekan silinder hidrolik harus diatur dengan akurat agar *cup* yang dihasilkan sesuai dengan dimensi yang diinginkan. Sehingga, dibutuhkan sistem kontrol untuk menjamin silinder bergerak sesuai posisi yang diinginkan.

Electro-Hydraulic Servo System dengan kontrol PID diterapkan pada penelitian ini. Metode identifikasi sistem digunakan untuk mendapatkan model matematis sistem Model sistem diestimasi menggunakan MATLAB *system identification toolbox*. Metode identifikasi sistem diawali dengan melakukan uji eksperimen untuk mendapatkan data input – output sistem dengan variasi *sampling time* 10ms, 20ms dan 50ms. Data yang didapat diolah menggunakan struktur *Auto Regressive Exogenous (ARX)*. Model yang dihasilkan divalidasi dan dipilih berdasarkan kriteria *best fits* dan *residual analysis*. Perancangan kontrol PID dilakukan menggunakan metode *Ziegler-Nichols*, lalu disimulasikan pada *software* MATLAB – SIMULINK. Untuk memverifikasi hasil rancangan *controller*, sistem kontrol diaplikasikan pada alat uji laboratorium yang merepresentasikan

sistem sebenarnya sehingga performa sistem kontrol dapat diamati secara langsung.

Model yang valid dihasilkan dengan *sampling time* 20ms, dimana persentase *best fits* mencapai 90,11% dengan *autocorrelation* dan *cross correlation* yang baik. Parameter PID yang digunakan adalah $K_p = 4.05$, $K_i = 0.39$ dan $K_d = 0.4$, dimana menghasilkan respon sistem terhadap input step yaitu tidak terjadi *overshoot*, *settling time* = 2.2 detik, dan *steady-state error* = 0. Sistem kontrol dan program untuk implementasi yang telah dirancang pada *software* LABVIEW diaplikasikan pada alat uji laboratorium secara *real time*, didapat respon sistem hasil *real time experiment* mendekati respon sistem hasil simulasi, yaitu tidak terjadi *overshoot*, dengan *settling time* sekitar 2.3 detik dan tidak terdapat *steady-state error*

Kata kunci: Electro-Hydraulic Servo System, deep drawing, kontrol PID, identifikasi sistem, Auto Regressive Exogenous (ARX).

CONTROLLER DESIGN OF HYDRAULIC CYLINDER POSITION OF ELECTRO-HYDRAULIC SERVO SYSTEM IN THE PROCESS OF DEEP DRAWING PUNCH STROKE

Name : Nico Desduen Putra
NRP : 2114 105 001
Department : Mechanical Engineering
Academic Advisor : Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng,
Ph.D.

ABSTRACT

Munitions is made through several steps, including manufacture of projectiles, bullet cartridge manufacture, and assembly. Manufacture of bullet cartridge begins by forming a blank into a cup with a deep drawing process. Punch stroke of hydraulic cylinder has to be accurately controlled so that the resulting cups meet the desired dimensions. Therefore, position control is needed to ensure the cylinder moves to the desired position.

Electro-Hydraulic Servo System with PID controller applied in this research. Mathematical model of electro-hydraulic servo system is obtained by using system identification method. Model of the system is estimated by using MATLAB System Identification Toolbox. System identification method begins with real time experiment to obtain input – output data with a variety of sampling time 10ms, 20ms and 50ms. The collected data is processed using Auto Regressive Exogenous (ARX). The resulting models are validated and selected based on best fits criteria and residual analysis. Design of PID controller is done by using Ziegler-Nichols method, and then simulated in MATLAB-SIMULINK. To verify the designed controller, control system is applied to the laboratory test rig that represent

the actual system, so that performance of control system can be directly observed.

Valid model is obtained by 20ms sampling time, with 90.11% best fits percentage with good autocorrelation and cross correlation. PID parameters used are $K_p = 4.05$, $K_i = 0.39$ and $K_d = 0.4$, which results in response to step input is no overshoot, settling time = 2.2 seconds, and steady state error = 0. Control system and program for implementation that has been designed on LABVIEW is applied to the laboratory test rig. System response obtained by real time experiment is similar to system response obtained by simulation. That is no overshoot, settling time = 2.3 seconds, and steady state error = 0

Key words: Electro-Hydraulic Servo System, deep drawing, PID controller, system identification, Auto Regressive Exogenous (ARX).

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	5
1.3 Batasan Penelitian	5
1.4 Tujuan Penelitian	6
1.5 Manfaat Penelitian	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Tinjauan Pustaka	7
2.2 Tinjauan Pustaka.....	10
2.3 Deskripsi Komponen Sistem Hidrolik	12
2.3.1 Valve	13
2.3.2 Aktuator (Silinder)	16
2.4 Teknologi Proportional Hidrolik	16
2.5 Dasar Fisik Sistem Hidrolik.....	18
2.5.1 Fluida Hidrolik	19
2.5.1.1 Massa Jenis	19
2.5.1.2 Bulk Modulus	19
2.5.2 Persamaan Kontinuitas Aliran.....	21
2.5.3 Aliran Melewati Orifice	22
2.6 <i>Physical Modeling Electro-Hydraulic Servo System</i>	23
2.6.1 Persamaan Dinamis Valve	24
2.6.1.1 Persamaan Kontinuitas Aliran	24
2.6.1.2 Persamaan Tekanan-Aliran Pada <i>Spool Valve</i>	24
2.6.2 Silinder Hidrolik	28

2.6.2.1 Persamaan Dinamis Silinder	29
2.6.2.2 Persamaan Kontinuitas pada Silinder	29
2.7 Identifikasi Sistem <i>Electro-Hydraulic Servo System</i>	30
2.7.1 Identifikasi Dinamis	30
2.7.2 Sinyal Uji.....	31
2.7.3 <i>Auto-Regressive Exogeneous (ARX)</i>	31
2.7.4 Validasi Model	32
2.8 Fungsi Alih.....	34
2.9 Proportional Integral Derivative (PID)	35
2.9.1 Sistem Kontrol Proportional	35
2.9.2 Sistem Kontrol Integral	36
2.9.3 Sistem Kontrol Derivative	36
2.9.4 Sistem Kontrol PID	37
2.10 Metode Tuning PID	39
2.10.1 Metode Ziegler-Nichols	39
2.11 Respon Sistem.....	41
2.11.1 <i>Transient Response</i>	42
2.11.2 <i>Steady State Response</i>	43
2.11.3 <i>Steady State Error</i>	44
BAB III METODE PENELITIAN	
3.1 Diagram Alir Penelitian	45
3.2 Langkah – Langkah Penelitian.....	47
3.2.1 Studi Literatur	47
3.2.2 Perumusan Masalah dan Menentukan Kriteria Desain Sistem Kontrol	47
3.2.3 Membangun Model Matematis Sistem	48
3.2.4 Perancangan Sistem Kontrol PID.....	48
3.2.5 Mensimulasikan Hasil Rancangan Sistem Kontrol	48
3.2.6 Mengimplementasikan Sistem Kontrol pada Alat Uji Laboratorium.....	48
3.2.7 Kesimpulan dan Saran.....	49
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN	
4.1 Set – Up Mesin <i>Deep Drawing</i>	51
4.2 Diagram Alir Pemodelan Sistem.....	52

4.3 Langkah – Langkah Penelitian	54
4.3.1 Mempersiapkan dan Merangkai alat uji	54
4.3.2 Menentukan <i>Sinyal Uji</i> dan <i>Sampling Time</i>	58
4.3.3 Mendesain Program Pengambilan Data	59
4.3.4 Pengambilan Data Input – Output	59
4.3.5 Mengolah Data Input – Output	60
4.3.6 Validasi dan Pemilihan Model Matematis Sistem	60
4.3.7 Analisa Respon Sistem Tanpa kontroler	61
4.4 Realisasi Rangkaian Alat Uji Penelitian	61
4.5 Hasil Rancangan Program Untuk Pengambilan Data ..	72
4.6 Pemodelan <i>Electro-Hydraulic Servo System</i>	74
4.7 Analisa Model <i>Electro-Hydraulic Servo System</i>	76
BAB V PENGUJIAN DAN ANALISA	
5.1 Respon <i>Open-Loop System</i>	83
5.2 Perancangan Kontrol PID	84
5.2.1 Menentukan <i>Sinyal Uji</i> dan <i>Sampling Time</i>	84
5.3 Implementasi Hasil Rancangan Sistem Kontrol	88
5.4 Hasil Rancangan Program Sistem Kontrol Posisi Silinder Hidrolik	89
5.5 Implementasi Program dan Kontrol PID pada Sistem ..	91
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN	
6.1 Kesimpulan	95
6.2 Saran	96
DAFTAR PUSTAKA	97

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Pengaruh Parameter K_p , K_i dan K_d	38
Tabel 2.2	Formula Ziegler-Nichols Berdasarkan <i>Delay Time</i> dan <i>Time Constant</i>	40
Tabel 2.3	Formula Ziegler-Nichols Berdasarkan Gain Kritis dan Periode Kritis	41
Tabel 3.1	Lokasi perhitungan profil kecepatan.....	28
Tabel 3.2	Urutan langkah penelitian	44
Tabel 3.3	Jadwal pelaksanaan penelitian	46
Tabel 4.1	Spesifikasi FESTO <i>Hydraulic Power Pack</i> 15296 ..	63
Tabel 4.2	Spesifikasi FESTO <i>Pressure Rrelief Valve</i>	65
Tabel 4.3	Spesifikasi FESTO <i>4/3 – way Proportional Valve</i> 167086	67
Tabel 4.4	Spesifikasi FESTO <i>Linear Drive</i> 200mm 167089 ...	68
Tabel 4.5	Spesifikasi Analog Input – Output NI – USB DAQ 6251	70
Tabel 4.6	FESTO <i>control amplifier</i> 162255	71
Tabel 4.7	Model <i>Electro – Hydraulic Servo System</i>	64
Tabel 5.1	Nilai Parameter PID	86

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Rancangan Mesin <i>Deep Drawing</i>	2
Gambar 1.2	Progres Mesin <i>Deep Drawing</i>	2
Gambar 2.1	Set Up Peralatan Percobaan	8
Gambar 2.2	Wind Tunnel Rangkaian Tertutup.....	9
Gambar 2.3	<i>Basic servomechanism</i>	10
Gambar 2.4	Komponen <i>Hydraulic servomechanism</i>	11
Gambar 2.5	Struktur dasar <i>Hydraulic Servo System</i>	13
Gambar 2.6	Properti <i>proportional</i> dan <i>servo valve</i>	14
Gambar 2.7	Aplikasi <i>proportional</i> dan <i>servo valve</i>	15
Gambar 2.8	<i>Proportional solenoid valve</i>	15
Gambar 2.9	<i>Asymmetric, Double Acting Cylinder</i>	16
Gambar 2.10	<i>Signal flow</i> pada Proportional Hidrolik	17
Gambar 2.11	<i>Proportional Hydraulic Circuit</i>	18
Gambar 2.12	Variasi <i>Bulk Modulus</i> Terhadap Tekanan dan Temperature	20
Gambar 2.13	Kontinuitas Aliran.....	21
Gambar 2.14	Aliran Melewati Orifice	22
Gambar 2.15	Aliran melewati katup DCV 4/3	25
Gambar 2.16	Parameter Pada Silinder Hidrolik	29
Gambar 2.17	Sinyal Uji – Multi Sinusoidal.....	31
Gambar 2.18	<i>Residual Analysis</i>	33
Gambar 2.19	Fungsi Alih.....	34
Gambar 2.20	Blok Diagram Kontrol Proposional	36
Gambar 2.21	Blok Diagram Kontrol Integral	36
Gambar 2.22	Blok Diagram Kontrol Derivative.....	37
Gambar 2.23	Sistem Kontrol PID	37
Gambar 2.24	Kurva S Analisa Grafis Ziegler-Nichols	39
Gambar 2.25	Penentuan Periode Kritisal Ziegler-Nichols	40
Gambar 2.26	<i>Transient Response</i>	42
Gambar 2.27	<i>Transient Response</i> Sistem Terhadap Pemberian <i>Step Signal</i>	43
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian	46
Gambar 4.1	Rancangan Set-Up Mesin <i>Deep Drawing</i>	51

Gambar 4.2	Diagram Alir Pemodelan	53
Gambar 4.3	Skema Rangkaian Hidrolik Peralatan Uji	55
Gambar 4.4	Skema Rangkaian Elektrik Peralatan Uji.....	56
Gambar 4.5	Skema Rancangan Peralatan Uji <i>Electro-Hydraulic Servo System</i>	58
Gambar 4.6	Tampilan <i>software</i> LABVIEW	59
Gambar 4.7	<i>System Identification Toolbox</i> pada <i>software</i> MATLAB	60
Gambar 4.8	Realisasi Rangkaian Alat Uji	62
Gambar 4.9	FESTO <i>Hydraulic Power Pack</i> 152962.....	63
Gambar 4.10	FESTO <i>Pressure Relief Valve</i> 152848.....	64
Gambar 4.11	FESTO <i>4/3 – way Proportional Valve</i> 167086.....	66
Gambar 4.12	FESTO <i>Linear Drive</i> 200mm 167089.....	68
Gambar 4.13	NI – USB DAQ 6251	69
Gambar 4.14	FESTO <i>Control Amplifier</i> 162255	71
Gambar 4.15	Program Untuk Pengambilan Data	73
Gambar 4.16	Sinyal Input – Output <i>sampling rate</i> 20ms (Sebelum Linearisasi).....	74
Gambar 4.17	Sinyal Input – Output <i>sampling rate</i> 20ms (Setelah Linearisasi).....	76
Gambar 4.18	<i>Best Fits</i> Model Dengan <i>Sampling Rate</i> 10ms (A), 20ms (B), dan 30ms (C)	78
Gambar 4.1	<i>Residual Analysis</i> Model Dengan <i>Sampling Rate</i> 10ms (A) , 20ms (B), dan 30ms (C).....	83
Gambar 5.1	SIMULINK <i>Block Diagram</i> Model Tanpa kontroler	83
Gambar 5.2	Respon Model Terhadap <i>Step Input</i>	83
Gambar 5.3	SIMULINK <i>Block Diagram</i> Model dengan Kontrol PID	84
Gambar 5.4	Respon Sistem dengan Gain Proporsional $K_p = 23.5$	85
Gambar 5.5	Penentuan Periode Kritikal	86
Gambar 5.6	Respon Sistem Setelah Diberikan Kontrol PID	87
Gambar 5.7	Respon Sistem Setelah <i>Fine Tuning</i> (Simulasi).....	88

Gambar 5.8 Respon Sistem Setelah Diberikan Kontrol PID (<i>Real Time Experiment</i>).....	89
Gambar 5.9 LABVIEW <i>Front Panel</i>	90
Gambar 5.10 LABVIEW <i>Block Diagram</i>	90
Gambar 5.11 Hasil Implementasi Sistem Kontrol (<i>Knob</i>).....	92
Gambar 5.12 Hasil Implementasi Sistem Kontrol (<i>Automatic</i>) ...	92

BAB I

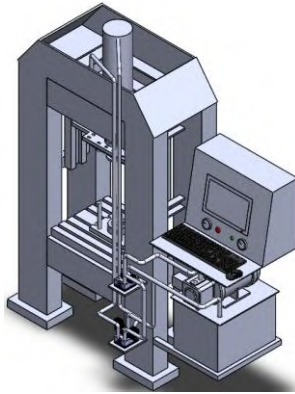
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sistem pertahanan adalah aspek penting untuk menjaga kedaulatan dan keutuhan Negara Kesatuan Republik Indonesia. Persenjataan yang memadai merupakan sarat mutlak untuk menunjang kekuatan pertahanan, sehingga diperlukan industri yang dapat memproduksi peralatan pertahanan guna meningkatkan sistem persenjataan Tentara Nasional Indonesia, salah satunya adalah industri yang dapat memproduksi munisi.

Proses pembuatan munisi melalui beberapa tahapan, meliputi, pembuatan proyektil, pembuatan selongsong dan perakitan. Pembuatan selongsong diawali dengan membentuk *blank* menjadi *cup* menggunakan mesin *deep drawing*, dilanjutkan dengan proses *ironing*, dan diakhiri dengan proses *crimping*. Proyektil dan selongsong masuk ke bagian perakitan. Di ruang perakitan selongsong diisi propelen atau bubuk mesiu, kemudian disatukan dengan proyektil, sehingga menjadi munisi. Proses *deep drawing*, *ironing*, *crimping* dan *assembly* membutuhkan tekanan kerja yang tinggi sehingga digunakan sistem hidrolik.

Guna mencapai produktifitas tinggi, dibutuhkan sistem kontrol otomatis yang dapat menjamin munisi yang dihasilkan mesin memiliki kualitas baik. Rancangan mesin *deep drawing* yang akan dibuat ditunjukkan pada gambar 1.1.



Gambar 1.1 Rancangan mesin *deep drawing*

Kondisi mesin pada saat ini belum dapat diterapkan rancangan diatas dikarenakan belum tersedianya beberapa komponen yang dibutuhkan, diantaranya *proportional directional control valve* dan *LVDT sensor*. Pada penelitian tugas akhir ini implementasi sistem kontrol akan diterapkan pada alat uji skala laboratorium yang mendeskripsikan mesin *deep drawing* yang sebenarnya. Progres mesin *deep drawing* saat ini dapat dilihat pada gambar 1.2.



Gambar 1.2 Progres Mesin *Deep Drawing*

Sistem kontrol dalam mengendalikan posisi silinder pada proses *deep drawing* pada dasarnya adalah mengendalikan debit fluida kerja yang masuk ke actuator (silinder), ketika ada debit yang mengalir menuju silinder, silinder akan bergerak maju dengan kecepatan bergantung besar kecilnya debit yang mengalir menuju silinder. Pengendalian debit ini dapat dilakukan dengan dua cara, yang pertama adalah dengan menggunakan *variable displacement pump*, sehingga debit yang dihasilkan pompa dapat diatur. Kelemahan dari metode ini adalah lambatnya respon terhadap perubahan input yang diberikan. Pertimbangan kedua adalah *Electro-Hydraulic Servo System (EHSS)*, dengan menggunakan *directional and flow control valve* yang dapat mengatur debit fluida kerja yang akan dialirkan dari *fixed displacement pump* menuju silinder. Metode ini lebih sering digunakan pada industry karena memiliki respon cepat, *self cooling*, kemampuan *positioning* yang baik serta ratio daya-berat yang tinggi. Terdapat dua jenis *directional and flow control valve*, yaitu *proportional valve* dan *servo valve*. *Servo valve* memiliki respon paling cepat dan tingkat akurasi terbaik, namun kompleksitas desain tinggi dan harga yang mahal menjadi pertimbangan tersendiri. *Proportional valve* mengisi gap diantara penggunaan *variable displacement pump* dan *servo valve*, dimana desain lebih sederhana, respon cukup cepat, akurasi baik, dan harga yang relative lebih murah. Saat ini, dapat ditemukan *Proportional valve* dengan *feedback control* (menggunakan sensor *LVDT*), sehingga menghasilkan *Proportional valve* dengan respon dan akurasi mendekati *servo valve*.

Beberapa penelitian dibidang sistem kontrol hidrolik telah dilakukan, diantaranya dilakukan oleh Magdy M. Abdelhameed (2014) melakukan kajian eksperimen dengan membandingkan respon dari sistem kontrol kecepatan *electro-hydraulic servo system* dengan menggunakan *variable displacement pump* disbanding menggunakan *proportional valve*.

Hasilnya menunjukkan bahwa sistem yang menggunakan *proportional valve* memiliki respon yang lebih baik.

M.F. Rahmat *et al.* (2010) melakukan penelitian berkenaan dengan pemodelan sistem *electro-hydraulic actuator system*. Peneliti mengawali penelitiannya dengan membangun model matematis sistem menggunakan metode identifikasi sistem. Hasil data eksperimen kemudian diolah menggunakan model ARX sehingga didapatkan model matematis sistem. Model matematis dijadikan patokan untuk mendesain sistem kontrol. Peneliti menyimpulkan hasil penelitiannya bahwa metode identifikasi sistem berhasil diterapkan pada sistem hidrolik untuk mendapatkan model persamaan diskrit yang linear, yang dibuktikan oleh hasil yang didapat dari simulasi model mendekati hasil yang didapat dari *real-time experiments*.

S. Salleh *et al* (2015) merangkum dan menyimpulkan beberapa metode yang telah dihasilkan oleh peniliti di seluruh dunia pada bidang kontrol sistem hidrolik. Metode yang dapat digunakan adalah *physical modeling* atau dikenal dengan *white box modeling*, dimana pemodelan didasarkan dengan persamaan fisis yang mewakili sistem. Menurut S. Salleh, metode ini banyak dihindari para peneliti karena dibutuhkannya pemahaman mendalam terhadap sistem tersebut. Ditambah lagi sistem hidrolik memiliki sifat non linearitas yang tinggi, yang mengandung banyak *unknown and uncertain parameters*. Jelali & Kroll (2003) mengatakan bahwa masalah yang timbul pada metode *physical modeling* untuk sistem hidrolik adalah sulitnya menetapkan nilai parameter yang dibutuhkan dalam pemodelan sehingga dapat menjamin validitas model yang dibuat. Meskipun beberapa parameter telah diketahui berdasarkan data umum, spesifikasi komponen, atau hasil penelitian, kebanyakan parameter tersebut hanya diketahui pada *range* tertentu atau bahkan tidak diketahui sama sekali. Ini disebabkan oleh toleransi manufaktur pembuatan komponen, atau karena fakta bahwa pabrik tidak menyediakan nilai parameter tersebut dikarenakan pabrik menganggap hal tersebut sebagai rahasia perusahaan. Selain *physical modeling*,

metode lain yang dapat digunakan adalah *system identification* atau dikenal dengan *black box modeling*. Pada *black box modeling*, tidak dibutuhkan pengetahuan mendalam terhadap sistem amatan untuk membangun model matematis sistem, namun yang dibutuhkan adalah set data respon sistem setelah diberikan sinyal uji tertentu. Sehingga menurut S. Salleh, metode ini lebih banyak digunakan peneliti dalam membangun persamaan model matematis sistem hidrolik.

Pertimbangan hasil percobaan beberapa penelitian pendahulu tersebut mengarahkan peneliti dalam memilih metode yang akan digunakan untuk kontrol posisi silinder hidrolik pada proses *deep drawing* adalah dengan menggunakan *fixed displacement pump*, *proportional valve* dan kontrol PID, dimana model matematis sistem akan didapatkan dengan menggunakan metode identifikasi sistem.

1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah pada tugas akhir ini adalah:

1. Bagaimana memodelkan *Electro-Hydraulic Servo System*?
2. Bagaimana merancang sistem kontrol dan analisa hasil simulasi sistem kontrol PID untuk kontrol posisi silinder pada proses *deep drawing*?
3. Bagaimana mengimplementasikan hasil rancangan sistem kontrol pada alat uji laboratorium?

1.3 Batasan Penelitian

Batasan penelitian dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Model matematis sistem didapatkan dengan metode identifikasi sistem.
2. Simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* MATLAB - SIMULINK.
3. *Software* LABVIEW digunakan sebagai penghubung data akuisisi dan laptop.

4. Linearisasi sistem dilakukan dengan pemberian *offset* terhadap sinyal uji.
5. Normalisasi data input – output dilakukan sebelum data diolah.
6. Validasi model dilakukan dengan kriteria *best fit*.
7. Realisasi *plant* dilakukan dalam lingkup laboratorium menggunakan alat uji *FESTO Closed-Loop Hydraulics*.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dari tugas akhir ini adalah:

1. Mendapatkan model matematis *Electro-Hydraulic Servo System*
2. Merancang dan menganalisa metode kontrol PID, kontrol posisi silinder hidrolik pada proses *deep drawing*
3. Mengimplementasikan hasil desain sistem kontrol pada skala laboratorium.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dihasilkan tugas akhir ini adalah :

1. Menerapkan pengetahuan mengenai system kontrol PID pada *Electro-Hydraulic Servo System*.
2. Memberikan analisa hasil implementasi sistem kontrol PID *Electro-Hydraulic Servo System* pada alat uji laboratorium.
3. Sebagai acuan penelitian selanjutnya dalam mengaplikasikan sistem kontrol posisi silinder hidrolik pada mesin *deep drawing*.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

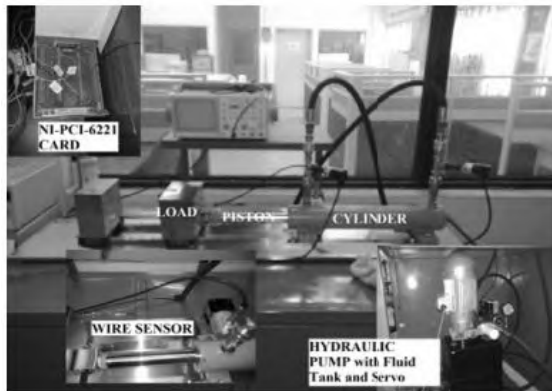
2.1 Tinjauan Pustaka

Hidrolik, ilmu yang mempelajari tentang pemanfaatan aliran fluida cair sebagai penghasil daya, adalah sebuah ilmu tua yang saat ini menjadi perhatian dalam dunia sistem kendali dikarenakan meningkatnya kebutuhan suatu sistem yang dapat menghasilkan daya yang besar, sehingga perkembangan teori, desain dan aplikasi sistem kendali telah difokuskan pada sistem ini. Beberapa penerapan sistem kontrol hidrolik adalah pada mesin uji tarik, sistem kendali pesawat terbang, dan pada industri pembentukan logam yang melibatkan proses tekan seperti *deep drawing* dan *ironing*.

Herbert E. Meritt (1967) pada bukunya *Hydraulic Control systems*, telah menjelaskan secara rinci mengenai properti fisis dan kimiawi dari fluida hidrolik, persamaan dasar mekanika fluida yang digunakan pada sistem hidrolik, penjelasan mengenai komponen yang digunakan pada *hydraulic servo controlled system*, kajian model matematis setiap komponen terutama katup dan aktuator, serta membahas sistem kendali aktuator hidrolik dengan menggunakan *servo valve* serta *variable displacement pump*. Buku ini kemudian menjadi patokan hingga saat ini, dan dikembangkan oleh beberapa penulis lainnya seperti Jelali & Kroll (2003) dalam buku berjudul *Hydraulic Servo-systems : Modelling, Identification and Control*, Noah D. Manring (2005) dalam buku *Hydraulic Control systems*, serta John Watton (2009) dalam buku *fundamentals of Fluid Power Control*.

T.G Ling *et al* (2011), telah melakukan percobaan pada *industrial Electro-Hydraulic Actuator (EHA) System*. Dimana pengujian memodelkan sistem *open-loop* untuk kontrol posisi

sebuah silinder hidrolik yang diatur oleh *servo hydraulic valve*. Dikarenakan kemampuan *positioning* yang baik pada sistem hidrolik, *position tracking accuracy* menjadi salah satu pusat perhatian pada bidang penelitian sistem kontrol hidrolik. Menurut penguji, penelitian ini cukup menarik dikarenakan sifat dari sistem *EHA*, yang memiliki sifat *highly nonlinearities*, *uncertainties*, dan *time-varying characteristic*. Penguji mengawali percobaannya dengan memodelkan sistem menggunakan metode sistem identifikasi. Set up peralatan percobaan ini dapat dilihat pada gambar 2.1



Gambar 2.1 Set Up Peralatan Percobaan (T.G Ling *et al*, 2011)

Input voltase diberikan pada *servo valve*, kemudian output berupa posisi silinder dibaca menggunakan *draw wire sensor*, sehingga didapat set data input output sistem. Data ini dikelola menggunakan metode ARX dan ARMAX dengan bantuan *system identification toolbox* pada *software* MATLAB dan LABVIEW, sehingga dihasilkan persamaan linear model matematis sistem. Penulis membandingkan model yang

dihasilkan dengan memvariasikan variable berupa *sampling time*, *model type* dan *model structure*. Hasil dari percobaan ini dapat dilihat pada gambar 2.2.

Sampling Time (ms)	Degree	ARX			ARMAX		
		Best Fit(%)	Autocorrelation	Cross Correlation	Best Fit(%)	Autocorrelation	Cross Correlation
5	2	88.61	Bad	Good	93.45	Bad	Good
	3	89.3	Bad	Good	82.78	Good	Good
	4	89.91	Bad	Good	95.65	Good	Good
	5	90.62	Bad	Good	95.66	Good	Good
10	2	89.3	Bad	Good	92.04	Good	Good
	3	89.59	Still Good	Good	88.84	Good	Good
	4	90.71	Still Good	Good	95.65	Good	Good
	5	90.87	Good	Good	95.65	Good	Good
50	2	93.45	Still Good	Good	90.97	Good	Good
	3	95.63	Good	Good	95.82	Good	Good
	4	95.81	Good	Good	95.8	Good	Good
	5	95.82	Good	Good	95.82	Good	Good
100	2	92.94	Bad	Good	95.61	Bad	Good
	3	95.81	Good	Good	95.73	Good	Good
	4	95.81	Good	Good	95.74	Good	Good
	5	95.83	Good	Good	95.79	Good	Good

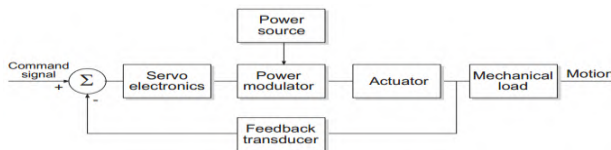
Gambar 2.2 Data Hasil Percobaan Percobaan
(T.G Ling *et al*, 2011)

Data hasil percobaan diatas memperlihatkan bahwa ketika *sampling time* terlalu kecil, yaitu 5ms, model selalu menghasilkan persentase *best fit* yang kecil. Juga terlihat bahwa, pada derajat yang sama, ARX dan ARMAX menghasilkan performance yang jauh berbeda, ini menunjukkan bahwa terjadi banyak kesalahan pada model dengan *sampling time* 5ms. Dengan membandingkan keseluruhan hasil percobaan, terlihat ketika *sampling time* di atur sebesar 50ms atau lebih, didapatkan model yang lebih baik dengan persentase *best fit* diatas 90% untuk seluruh variasi derajat. Terlihat juga bahwa pada *sampling time* 50ms dan 100ms performance ARX dan ARMAX terlihat identic, dengan ARX menghasilkan model dengan persentase *best fit* yang sedikit lebih baik dibanding ARMAX. Ini menunjukkan bahwa tidak terjadi kesalahan yang signifikan pada model sistem. Dari hasil

percobaan ini, penguji mengatakan bahwa model ARX lebih cocok digunakan. Jika melihat pada struktur model ARX, struktur 2-2-1 memiliki tingkat akurasi yang lebih rendah disbanding 3-3-1, 4-4-1, dan 5-5-1. Performa struktur 3-3-1, 4-4-1, dan 5-5-1 tidak berbeda secara signifikan, oleh karena itu, struktur 3-3-1 adalah yang terbaik karena memiliki struktur yang lebih sederhana dengan performa yang tidak berbeda secara signifikan dengan struktur berorde lebih tinggi. Pada akhir pembahasan, penguji menyimpulkan bahwa *nonlinear electro-hydraulic actuator (EHA) system* berhasil dimodelkan dengan baik menggunakan metode sistem identifikasi, dimana model yang identik dihasilkan oleh *software* MATLAB dan LABVIEW. *sampling time* tidak boleh di set terlalu kecil, karena error pada model cukup besar, namun juga tidak boleh di set terlalu besar karena ada kemungkinan bahwa karakteristik dari sistem tidak sempat terbaca. Sehingga yang terbaik adalah model ARX , *sampling time* 50ms dengan struktur 3-3-1.

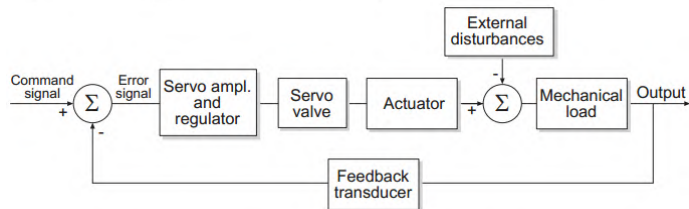
2.2 Hydraulic Servo System

Dasar *Hydraulic Servo System* menganut prinsip *servomechanism*, yaitu sistem kontrol dimana output sistem akan dibaca menggunakan *measuring device* (seperti LVDT, String Pot) dan dibandingkan dengan *command signal*, lalu mengatur output agar dapat secara cepat dan akurat mengikuti *command signal*. Blok diagram dasar *servomechanism* sebagaimana gambar 2.3.



Gambar 2.3 Basic servomechanism (Rydberg, 2008)

Blok diagram dasar dari *Hydraulic Servo System* dapat dilihat pada Gambar 2.4, output dari sistem dibaca oleh transduser dalam bentuk sinyal elektrik. Sinyal umpan balik ini dibandingkan dengan *command signal*. Error yang dihasilkan di amplifikasi dan menjadi input pada *servo valve*, yang dapat mengontrol arah dan debit fluida hidrolik yang akan menggerakkan actuator melawan gaya beban, proporsional dengan arus listrik yang mengaktuasi *servo valve*.



Gambar 2.4 Komponen *Hydraulic servomechanism*
(Rydberg, 2008)

Meskipun *servomechanism* dengan *electrical drive* cukup populer karena performa yang baik, *Hydraulic Servo System* merupakan pilihan utama untuk beberapa sector industry, diantaranya (Jelali, 2003) :

- Pada industry dimana dibutuhkan gaya atau torsi tinggi (*industrial press, mobile lifting, digging, material handling equipment*).
- Ketika kecepatan dan respon yang handal melawan perubahan beban dibutuhkan (*machine tool drives, flight simulators, rolling mills*).
- Ketika kontrol akurat terhadap respon dibutuhkan (*control surfaces of aircraft, industrial robots*).

- Sebagai actuator akhir pada sistem kontrol otomatis yang cukup kompleks (*flight simulator, programmable test rigs, industrial robots*).

Hydraulic Servo System memiliki beberapa keunggulan disbanding sistem kontrol lainnya (seperti motor listrik), diantaranya (Merrit, 1967; Bauer, 1998; Will et al., 1999) :

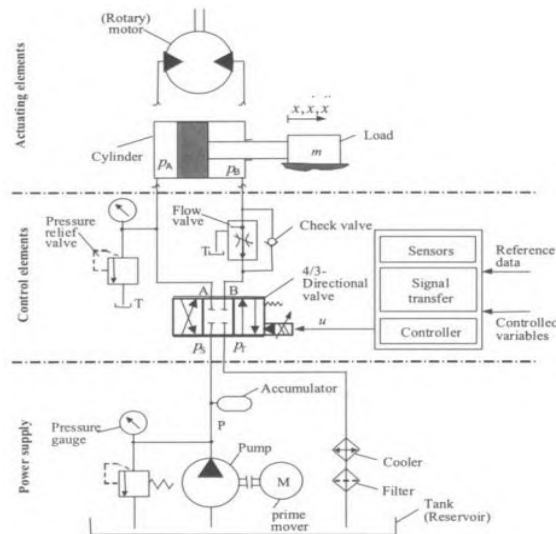
- Dapat menghasilkan gaya atau torsi yang sangat besar, memiliki respon yang baik terhadap perubahan beban.
- Fluida hidrolik, selain sebagai fluida kerja juga berfungsi sebagai *superb lubricant* dan mencegah keausan.
- Actuator hidrolik memiliki kecepatan respon yang tinggi baik saat *start, stop* atau *speed reversal*
- Sistem hidrolik dapat beroperasi pada berbagai kondisi yang berbeda (*continuous, intermitten, reversing*)
- Actuator dapat berupa linear, atau rotary. Sehingga memberikan fleksibilitas operasi.
- Pencegahan dari beban berlebih cukup mudah.
- Komponen cenderung kecil, ringan, dengan umur hidup yang panjang.

2.3 Deskripsi Komponen Sistem Hidrolik

Struktur dasar *Hydraulic Servo System* sebagai berikut:

- a. *Hydraulic power supply*
- b. *Control elements (valve, sensor, etc)*
- c. *Actuating elements (cylinder and or motors)*
- d. *Other elements (pipeline, measuring device, etc)*

Struktur dasar *hydraulic servo system* dapat dilihat pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Struktur dasar *Hydraulic Servo System*
(Jelali, Kroll 2003)

2.3.1 Valve

Valve berfungsi untuk mengontrol arah, debit dan tekanan fluida (*directional and flow control valve*) yang akan dialirkan menuju actuator. Jenis paling sederhana adalah solenoid valve yang merupakan *on-off*, atau *actuated – unactuated*, atau *fully open – fully close valve*. Selanjutnya berkembang menjadi servo valve. Dalam waktu yang lama terjadi gap yang tinggi antara *on-off* solenoid valve dan servo valve, namun kemudian ditemukan *proportional solenoid valve*.

Proportional dan *servo valve* keduanya memiliki konsep yang tidak jauh berbeda, dimana output variable, yaitu posisi spool dapat diatur untuk berada diantara *fully open* dan *fully close*, sehingga arah, debit, dan tekanan fluida keluar valve dapat dikendalikan. Perbedaan antara keduanya terletak pada sistem

kendali spool. pada *proportional valve*, posisi spool diatur oleh *proportional solenoid* sedangkan pada *servo valve* menggunakan motor torsi. *Servo valve* disebut sebagai “*high-sophisticated control valve*” karena harganya yang sangat mahal berkat toleransi pembuatan, dan kompleksitas yang tinggi. Sedangkan *proportional valve* pada mulanya (*unrefined*) tidak memiliki performa sebaik *servo valve*, namun harganya murah, sehingga menjadi pilihan jika keakuratan tinggi tidak dibutuhkan. Dengan berkembangnya teknologi, *close-loop proportional valve* (*refined*) ditemukan, dengan memberikan sensor (LVDT) pada spool sehingga performa meningkat, mendekati *servo valve*, dengan harga yang tetap lebih murah. Property serta aplikasi *proportional* dan *servo valve* dapat dilihat pada gambar 2.6 dan 2.7.

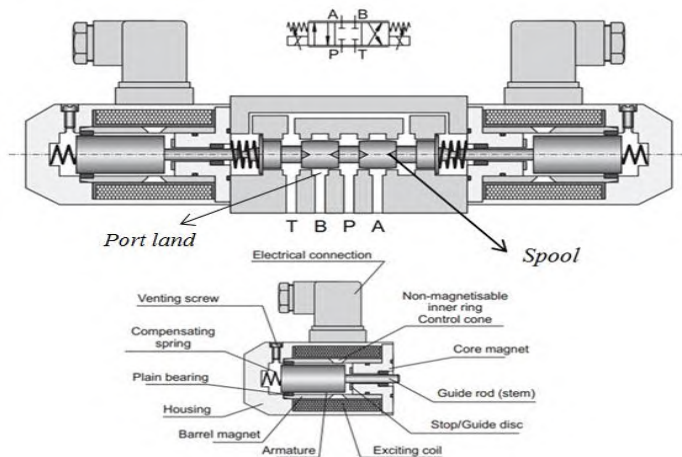
Properties	Servo-valve	Proportional valve
Electrical operator	Torque motor	Proportional solenoid
Input power	~ 0.02–1.0 W	10–100 W
Valve stroke	Few cm	Around ± 1 mm
Required filtration rating contamination risk	Very high	Moderate
Hysteresis	~ 0.1–0.5 %	~ 0.3–7 % ~ 0.2–0.5 % (refined)
Lap at middle position	Zero lap or little underlap	Overlap (~ 5–20 %) zero lap or little underlap (refined)
Flow-signal curve	Smooth due to zero lap or underlap of all orifices	Non-smooth due to positive overlap of the main orifices (dead band)
Flow loss at middle position	Relatively high due to lap zero or underlap of all orifices	Less due to positive overlap of the main orifices
Max. frequency	~ 100–200 Hz	~ 10–70 Hz, ~ 50–150 Hz (refined)
Allowable fabrication tolerances	Very small	Much higher
Production costs	Very expensive	Moderately expensive

Gambar 2.6 Properti *Proportional* dan *Servo Valve*
(Jelali, Kroll 2003)

Application fields	Servo-valve	Proportional valve
Closed-loop/open-loop control	Closed-loop control	Open-loop control Closed-loop control (refined)
Position/angle and force/torque control	Well suited	Not possible due to non-smooth flow-signal curve (dead band) Possible (refined)
Velocity/speed control	Well suited	Possible
Combination with pressure-difference valves to act as flow controllers	Not possible	Well suited

Gambar 2.7 Aplikasi *proportional* dan *Servo Valve*
(Jelali, Kroll 2003)

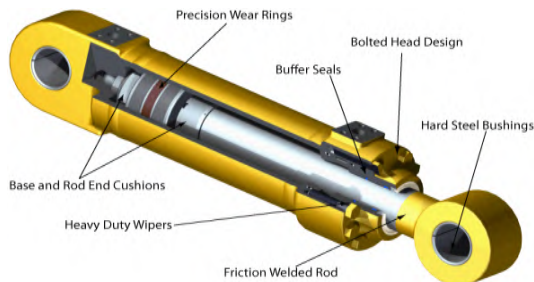
Dengan pertimbangan performa, aplikasi dan ekonomi, pada tugas akhir ini digunakan *proportional valve*, sehingga pada blok diagram *hydraulic servomechanism* (Gambar 2.2) pada bagian servo valve, digunakan *proportional valve*. Komponen utama *proportional valve* dapat dilihat pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 *Proportional Solenoid Valve*
(Festo Proportional Hydraulic Textbook)

2.3.2 Aktuator (Silinder)

Aktuator, berupa silinder hidrolis berfungsi untuk mengkonversi energy hidrolis yang disediakan oleh pompa, dan dikontrol oleh valve, menjadi kerja yang berguna (berupa gerakan linier) sesuai dengan keinginan *hydraulic system designer*. Silinder hidrolis dapat berupa *symmetric or synchronising* atau *asymmetric or differential cylinder*. Perbedaan diantara kedua jenis silinder ini terletak pada luasan pada kedua *chamber*, dimana jenis *symmetric* memiliki luasan *chamber* yang sama dikedua sisi (rod terdapat pada kedua sisi), sedangkan jenis *asymmetric* tidak, sebagaimana terlihat pada gambar 2.9. Pada praktiknya, jenis *asymmetric cylinder* lebih banyak digunakan karena harga yang lebih murah, serta *space* yang dibutuhkan relatif lebih kecil, karena rod hanya terdapat pada kedua sisi.

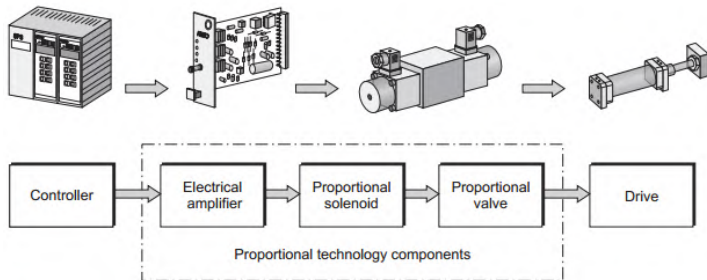


Gambar 2.9 *Asymmetric, Double Acting Cylinder*
(www.citethisforme.com)

2.4 Teknologi Proportional Hidrolik

Proportional Hydraulic Technology merupakan penerapan *hydraulic servomechanism* dengan penggunaan *Electro-hydraulic Proportional control valve (EHPV)*. Proportional valve memiliki output berupa debit dan tekanan

yang proportional terhadap sinyal kontrol elektrik yang diberikan. Diagram alir sinyal pada *proportional hydraulic* pada umumnya seperti pada gambar 2.10.



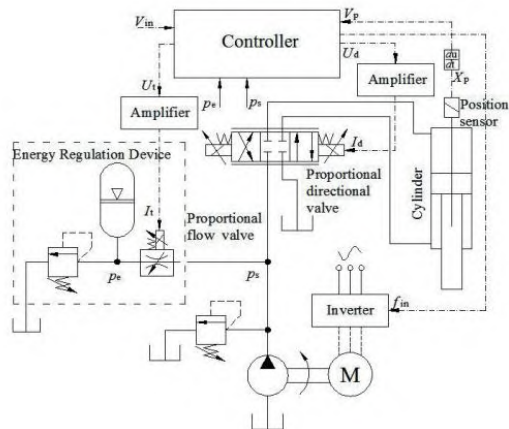
Gambar 2.10 *Signal flow* pada Proportional Hidrolik
(Festo Proportional Hydraulic Textbook)

- Sinyal berupa tegangan elektrik (biasanya antara -10V hingga 10V) menuju *electrical amplifier*.
- Amplifier merubah tegangan (sinyal input) menjadi arus (sinyal output)
- Arus mengaktuasi *proportional solenoid*
- *Proportional solenoid* menggerakkan spool sesuai dengan besar kecilnya arus yang diberikan.
- *Proportional valve* mengontrol arah dan debit fluida yang menuju actuator.
- Actuator mengubah energy hidrolis, menjadi energy kinetic.

Terdapat tiga jenis variabel yang dapat dikontrol pada *close-loop hydraulic technology*, yaitu :

- a. Posisi (*linear or angular*)
- b. Kecepatan (*linear or angular*)
- c. Gaya atau torsi

Pada kontrol kecepatan actuator liner, yang merupakan pembahasan pada tugas akhir ini, sensor kecepatan akan mendeteksi kecepatan actual dari silinder, lalu mengubahnya menjadi besaran elektris. Kontroler akan membandingkan kecepatan actual dengan kecepatan yang diinginkan lalu mengirim *actuating error signal* berupa tegangan elektrik menuju amplifier, amplifier mengubah tegangan menjadi arus yang mengaktuasi *proportional valve*, sehingga spool bergerak mengatur aliran fluida agar didapatkan kecepatan sesuai *set point* yang diberikan. Salah satu contoh sirkuit proportional hidrolik dapat dilihat pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 *Proportional Hydraulic Circuit*
(Ming Xu, 2013)

2.5 Dasar Fisik Sistem Hidrolik

Dalam memodelkan sistem hidrolik, penting untuk mengetahui properti fisik dari fluida hidrolik, hukum serta persamaan dasar aliran fluida (yang digunakan pada sistem

hidrolik) yang akan menjadi dasar pemodelan fisik setiap komponen pada sistem.

2.5.1 Fluida Hidrolik

Fungsi utama fluida hidrolik adalah memindahkan energy dari pompa menuju actuator. Fungsi lainnya adalah sebagai pelubrikasi terhadap komponen mekanik yang bergerak (seperti silinder dan motor hidrolik) sehingga dapat mengurangi keausan, getaran, membuang panas, serta mengurangi kerugian akibat gesekan. Properti yang penting dalam pemodelan sistem hidrolik adalah massa jenis dan bulk modulus.

2.5.1.1 Massa Jenis

Massa jenis, ρ , dari fluida hidrolik didefinisikan sebagai besarnya massa dibagi volume.

$$\rho = \frac{m}{V} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dengan:

- ρ = massa jenis (Kg/m³)
- m = massa fluida (Kg)
- V = Volume fluida (m³)

pada dasarnya, massa jenis fluida berubah dengan perubahan temperature, dan tekanan. Namun penyederhanaan dapat dilakukan dengan mengasumsikan pendinginan pada sistem hidrolik cukup baik sehingga temperatur dapat dijaga konstan.

2.5.1.2 Bulk Modulus

Fluida bertekanan yang terkompres akan mengalami peningkatan massa jenis. Ini digambarkan sebagai fenomena

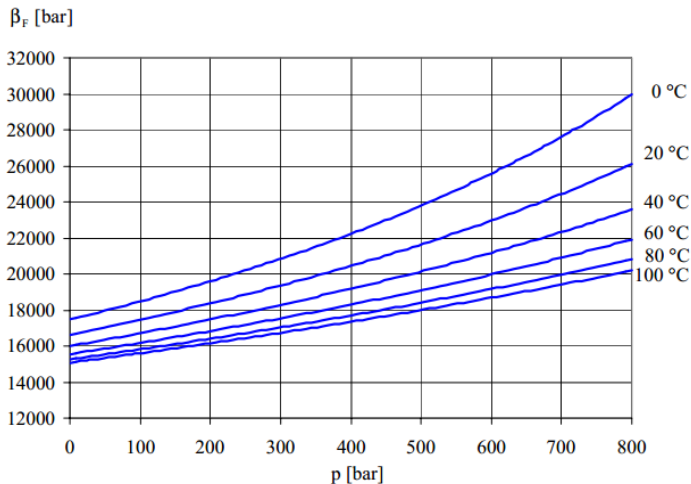
“kompresibilitas fluida”, didefinisikan sebagaimana persamaan 2.2.

$$K_f = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial p} \dots\dots\dots (2.2)$$

Dimana K_f adalah kompresibilitas fluida (bar^{-1}) dan p adalah tekanan fluida (bar). *Bulk Modulus* didefinisikan sebagaimana persamaan 2.3.

$$\beta = \frac{1}{K_f} \dots\dots\dots (2.3)$$

Dengan β adalah *Bulk Modulus* (bar). Sebagaimana halnya massa jenis, bulk modulus merupakan fungsi temperature dan tekanan. Penyederhanaan dapat dilakukan dengan mengasumsikan temperature fluida konstan dan fluida bekerja pada *operating pressure* tertentu. Variasi *bulk modulus* terhadap tekanan dan temperatur terlihat pada gambar 2.12.

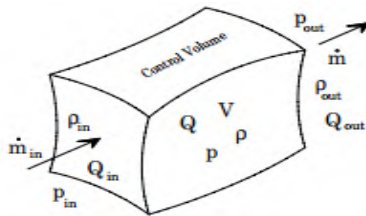


Gambar 2.12 Variasi *Bulk Modulus* Terhadap Tekanan dan Temperature (AaU ~ Forår 2003)

Sebagai peraturan umum tak tertulis pada pemodelan sistem hidrolik, parameter *Bulk modulus* tidak boleh diset diatas 10000 bar.

2.5.2 Persamaan Kontinuitas Aliran

Prinsip dasar untuk menurunkan persamaan kontinuitas adalah persamaan konservasi massa, dimana massa tidak dapat diciptakan maupun dihancurkan. Jika laju aliran massa memasuki kontrol volume melebihi laju aliran massa yang keluar, berarti terjadi akumulasi massa didalam kontrol volume. Persamaan konservasi massa melewati sebuah kontrol volume dapat dilihat pada gambar 2.13.



Gambar 2.13 Kontinuitas Aliran
(AaU ~ Forår 2003)

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho dV + \int_{cs} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \dots\dots\dots (2.4)$$

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho dV = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \dots\dots\dots (2.5)$$

$$\rho_{in} Q_{in} - \rho_{out} Q_{out} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) \dots\dots\dots (2.6)$$

Jika massa jenis, ρ , diasumsikan konstan sepanjang aliran, lalu megoperasikan differensial pada sisi kanan persamaan (6), maka dihasilkan persamaan 2.7.

$$Q_{in} - Q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \dots\dots\dots (2.7)$$

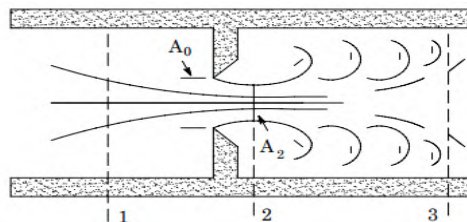
Bentuk persamaan (7) dapat diubah menjadi bentuk yang lebih mudah digunakan, dengan memasukkan definisi bulk modulus persamaan (3) didapatkan persamaan 2.8.

$$Q_{in} - Q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt} \dots\dots\dots (2.8)$$

Bagian pertama dari sisi kanan persamaan diatas merupakan laju aliran volume akibat ekspansi yang terjadi pada kontrol volume. Bagian kedua merupakan kompresibilitas aliran, serta menunjukkan terjadinya perubahan tekanan akibat terjadinya aliran pada kontrol volume.

2.5.3 Aliran Melewati Orifice

Persamaan aliran melewati orifice merupakan dasar dari *fluid power control*. Orifice merupakan *sudden restriction* yang diletakkan pada aliran dengan luasan yang dapat diubah (*variable*) ataupun tetap (*fixed*). Aliran melewati orifice memiliki profil sebagaimana ditunjukkan pada gambar 2.14.



Gambar 2.14 Aliran Melewati Orifice
(AaU ~ Forår 2003)

Pada dunia hidrolik, persamaan yang umum digunakan untuk aliran melewati hidrolik adalah :

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dengan C_d adalah *discharge coefficient*, secara teoritis, $C_d = \pi/(\pi + 2) = 0.611$ (Von Mises, 1917), A adalah luasan orifice (m^2), dan ΔP adalah *pressure drop* (*bar*).

2.6 Physical Modelling Electro-Hydraulic Servo System

Guna mengetahui respon dari *Electro-Hydraulic Servo System*, berhubungan dengan dinamika dan non-linearitasnya, prosedur yang biasa digunakan adalah memodelkan secara fisik keseluruhan sistem servo-hidrolik. Model matematik diturunkan dari persamaan fisika dasar (seperti hukum Newton) yang dikombinasikan dengan persamaan dasar mekanika fluida (subbab 2.4). Persamaan yang dihasilkan biasanya berupa persamaan dinamis non-linear. Permasalahan yang timbul dari model kompleks non-linear adalah sulit untuk menentukan parameter sehingga simulasi dapat dikatakan valid, ini dikarenakan kebanyakan nilai parameter hanya diketahui pada suatu range tertentu, atau bahkan tidak diketahui sama sekali dikarenakan toleransi manufaktur pembuatan komponen, atau karena produsen tidak menyediakan nilai parameter karena dianggap sebagai rahasia perusahaan. Oleh karena itu, penyederhanaan model perlu diterapkan guna mendapatkan persamaan linear yang lebih sederhana. Pada *physical modeling*, seluruh karakteristik, persamaan fisika, dan parameter yang dibutuhkan harus diketahui dengan jelas, sehingga sulit untuk

diterapkan pada sistem yang kompleks dengan non-linearitas yang tinggi.

2.6.1 Proportional Solenoid Valve

Valve merupakan komponen yang kompleks, sehingga model teoritisnya pun kompleks. Berdasarkan penelitian (Merrit, 1967; Lausch, 1990; dan lainnya) beberapa factor penyebab non-linearitas pada valve adalah *dead band*, terdapat bentuk akar kuadrat pada persamaan aliran, saturasi, hysteresis, sensitivitas, *reversal error* dan *repeatability*.

2.6.1.1 Persamaan Dinamis Valve

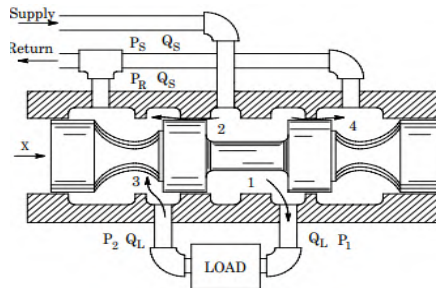
Pada *proportional valve* yang dilengkapi sensor *LVDT*, pergerakan spool akan linear terhadap input arus yang diberikan pada solenoid, oleh karena itu persamaan gerak spool berupa persamaan linear sebagaimana persamaan 2.10.

$$\Delta x_v = K_v \Delta I \dots\dots\dots (2.10)$$

Dengan x_v adalah perpindahan posisi spool, K_v adalah *amplifying factor*, dan I adalah arus listrik.

2.6.1.2 Persamaan Tekanan – Aliran pada Spool Valve

Konstruksi *spool valve* tipe *critical centered*, *4/3-Way* dapat dilihat pada gambar 2.15



Gambar 2.15 Aliran melewati katup DCV 4/3
(AaU ~ Forår 2003)

Dengan P_s adalah tekanan suplai, P_L adalah *load pressure*, yang didefinisikan sebagai *pressure drop* melewati *load*, dan Q_L adalah dan *load flow*, P_r adalah tekanan fluida kembali ke tanki (P_r sangat kecil sehingga dapat dianggap = 0) Persamaan aliran pada valve diturunkan berdasarkan persamaan aliran melewati orifice. Persamaan aliran melewati valve pada setiap *port land* dapat dilihat pada persamaan 2.11 hingga 2.14.

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \dots\dots\dots (2.11)$$

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}} \dots\dots\dots (2.12)$$

$$Q_3 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2(P_2 - P_r)}{\rho}} \dots\dots\dots (2.13)$$

$$Q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_r)}{\rho}} \dots\dots\dots (2.14)$$

Load flow, Q_L dan *load pressure*, P_L merupakan :

$$Q_L = Q_1 - Q_4 \dots\dots\dots (2.15)$$

$$Q_L = Q_2 - Q_3 \dots\dots\dots (2.16)$$

$$P_L = P_1 - P_2 \dots\dots\dots (2.17)$$

Luasan orifice A_1, A_2, A_3, A_4 bergantung pada perpindahan posisi spool :

$$\begin{aligned} A_1 &= A_1(x_v) ; A_2 = A_2(-x_v) ; \\ A_3 &= A_3(x_v) ; A_4 = A_4(-x_v) \dots\dots\dots (2.18) \end{aligned}$$

Sebelas persamaan diatas, dapat digunakan untuk mendefinisikan persamaan *pressure-flow* pada valve, sehingga bisa didapatkan persamaan Q_L sebagai fungsi posisi spool dan *load pressure*.

$$Q_L = Q_L(x_v, P_L) \dots\dots\dots (2.19)$$

Sebagian besar valve dibuat dengan luasan orifice yang bersifat “*matched and symmetrical*”. *Matched* didefinisikan sebagaimana persamaan 2.20 dan 2.21.

$$A_1 = A_3 \dots\dots\dots (2.20)$$

$$A_2 = A_4 \dots\dots\dots (2.21)$$

symmetrical didefinisikan sebagaimana persamaan 2.22 dan 2.23.

$$A_1 = A_2(-x_v) \dots\dots\dots (2.22)$$

$$A_3 = A_4(-x_v) \dots\dots\dots (2.23)$$

Jika terpenuhi definisi *matched and symmetrical*, maka berlaku persamaan 2.24 dan 2.23.

$$Q_1 = Q_3 \dots\dots\dots (2.24)$$

$$Q_2 = Q_4 \dots\dots\dots (2.25)$$

Dengan substitusi persamaan (2.11), (2.13) dan (2.20) ke persamaan (2.24), menghasilkan :

$$P_s = P_1 + P_2 \dots\dots\dots (2.26)$$

Persamaan (2.25) akan memberikan hasil yang sama. Persamaan (2.17) dan (2.26) dapat diselesaikan secara berurutan, menghasilkan persamaan 2.27 dan 2.28.

$$P_1 = \frac{P_s + P_L}{2} \dots\dots\dots (2.27)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_L}{2} \dots\dots\dots (2.28)$$

Sehingga, dari persamaan (2.24), (2.25), (2.27), (2.28), (2.15) dan (2.16) dihasilkan :

$$Q_L = C_d A_1 \sqrt{\frac{(P_s - P_L)}{\rho}} - C_d A_2 \sqrt{\frac{(P_s + P_L)}{\rho}} \dots\dots\dots (2.29)$$

Kebocoran aliran (yaitu Q_2 dan Q_4 saat x_v bernilai positif, Q_3 dan Q_1 saat x_v bernilai negaif) dapat dianggap nol karena geometri valve diasumsikan ideal tanpa kebocoran, sehingga :

$$Q_L = C_d A_1 \sqrt{\frac{(P_s - P_L)}{\rho}}, \text{ untuk } x_v \text{ bernilai positif} \dots\dots\dots (2.30)$$

$$Q_L = -C_d A_2 \sqrt{\frac{(P_s + P_L)}{\rho}}, \text{ untuk } x_v \text{ bernilai negaif} \dots\dots\dots (2.31)$$

Luasan orifice, jika port berbentuk persegi panjang, adalah :

$$A = w x_v \dots\dots\dots (2.32)$$

Dengan w adalah *orifice area gradient*.

$$w = \pi d_{spool} \dots \dots \dots (2.33)$$

Dalam analisa sistem dinamis, penting untuk melinierkan Q_L , yang merupakan fungsi non-linear terhadap perpindahan spool x_v dan *pressure drop* aliran melewati valve. Persamaan dapat dilinearisasi dengan menerapkan *Taylor-Expansion Series* pada titik operasi x_v dan ΔP sebagaimana persamaan 2.34.

$$\Delta Q_L = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \Delta x_v + \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \Delta P_L \dots \dots \dots (2.34)$$

Dengan $\frac{\partial Q_L}{\partial x_v}$ dan $\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}$ disebut dengan *valve flow gain* dan *valve flow-pressure coefficient*. Yang dapat dicari dengan persamaan:

$$\frac{\partial Q_L}{\partial x_v} = K_q = C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_{L0})} \dots \dots \dots (2.35)$$

$$\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} = K_c = \frac{C_d w x_{v0} \sqrt{(1/\rho) (P_s - P_{L0})}}{2(P_s - P_{L0})} \dots \dots \dots (2.36)$$

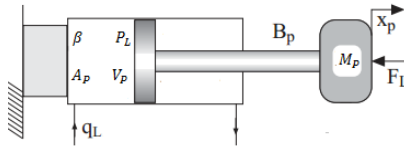
Sehingga dihasilkan persamaan hasil linearisasi :

$$\Delta Q_L = K_q \Delta x_v - K_c \Delta P_L \dots \dots \dots (2.37)$$

2.6.2 Silinder Hidrolik

Terdapat beberapa factor non-linearitas pada silinder hidrolik diantaranya, perbedaan luasan dikedua sisi silinder, terjadi perubahan Bulk modulus, dan gaya gesek dengan arah berlawanan arah gerakan silinder. Dalam memodelkan silinder

hidrolik, diperlukan nilai seluruh parameter yang ditunjukkan pada gambar 2.16.



Gambar 2.16 Parameter Pada Silinder Hidrolik

2.6.2.1 Persamaan Dinamis Silinder

Persamaan dinamis silinder merupakan penerapan hukum gerak II Newton, sebagaimana persamaan 2.38.

$$A_p \Delta P_L - F_L = M_p \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p \dots\dots\dots (2.38)$$

Dimana:

- A_p = Luasan Piston
- P_L = *Load Pressure*
- F_L = Gaya eksternal
- M_p = Massa Piston
- B_p = Konstanta damping
- \ddot{x}_p = Percepatan gerak piston
- \dot{x}_p = Kecepatan gerak piston
- x_p = Posisi piston

2.6.2.2 Persamaan Kontinuitas pada Silinder

Persamaan kontinuitas pada silinder diturunkan berdasarkan persamaan kontinuitas aliran (subbab 2.4.2), sehingga menghasilkan persamaan 2.39.

$$\Delta Q_L = A_p \dot{x}_p + \frac{V_p}{4\beta} \frac{dP_L}{dt} \dots\dots\dots (2.39)$$

dengan β_e adalah *effective Bulk modulus*.

2.7 Identifikasi Sistem *Electro-Hydraulic Servo System*

Menurut H. J. Palanth (2005), identifikasi sistem adalah suatu proses memformulasikan model matematis sistem berdasarkan data hasil pengukuran. Berbeda dengan *physical modeling* yang dilakukan dengan pendekatan analitik, identifikasi sistem dilakukan dengan pendekatan eksperimental.

Terdapat dua macam metode identifikasi sistem, yaitu metode identifikasi statis dan metode identifikasi dinamis. Metode identifikasi statis digunakan untuk mendapatkan *gain* dan *time sampling* dari sistem. Metode ini dilakukan dengan memberikan suatu *input set-point* yang nilainya tidak berubah terhadap waktu. Metode identifikasi statis biasa digunakan untuk *open-loop system*. Sedangkan pada Metode identifikasi dinamis, sinyal uji (*stimulus signal*) yang acak. Pada tugas akhir ini, digunakan metode identifikasi dinamis karena sistem hidrolik memiliki respon yang cepat, sehingga sulit untuk melihat respon transien dari sistem hidrolik jika menggunakan pendekatan identifikasi statis.

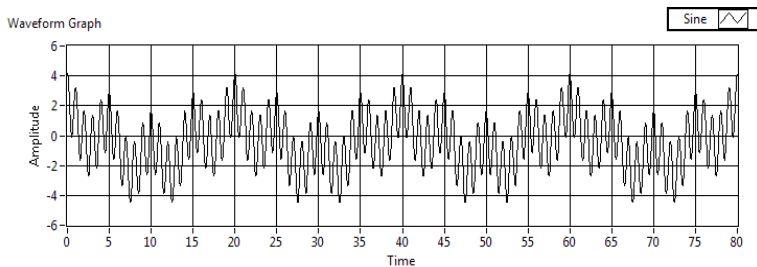
2.7.1 Identifikasi Dinamis

Identifikasi dinamis diterapkan guna mendapatkan model matematis sistem. Input yang digunakan pada identifikasi dinamis harus memiliki frekuensi yang berubah – ubah, sehingga sifat dan karakteristik dari sistem teramati dengan cermat. Setelah diperoleh set data respon dari sistem, langkah berikutnya adalah melakukan pendekatan *transfer function* dari sistem. Terdapat beberapa metode yang dapat digunakan diantaranya ARX, ARMAX, OJ dan BJ. Berdasarkan penelitian oleh T.G Ling *et al*, 2011 yang telah dipaparkan pada subbab 2.1, metode ARX akan digunakan pada tugas akhir ini.

2.7.2 Sinyal Uji

Sinyal uji (*stimulus signal*) digunakan untuk mengeksitasi sistem sehingga karakteristik sistem dapat diamati. Agar karakteristik sistem teramati dengan cermat, sinyal harus kaya akan frekuensi dan amplitudo guna menjangkau seluruh kemungkinan titik operasi sistem. Sinyal uji yang baik dapat menghasilkan model yang lebih akurat.

Guna mendapatkan sinyal uji yang kaya akan frekuensi, sinyal multi sinusoidal dengan frekuensi yang berbeda dapat digabungkan. Menurut MF. Rahmat *et al.*, pada sistem hidrolik, frekuensi sinyal uji sebaiknya tidak melebihi 1 Hz, karena sistem hidrolik tidak dapat merespon frekuensi yang terlalu tinggi. Ini disebabkan fluida hidrolik tidak dapat mengikuti *servo* atau *proportional* valve yang dapat beroperasi hingga 10 Hz. Frekuensi sinyal uji terlalu tinggi akan menyebabkan silinder hidrolik bervibrasi. Sinyal uji berupa multi sinusoidal dapat dilihat pada gambar 2.17



Gambar 2.17 Sinyal Uji – Multi Sinusoidal

2.7.3 Auto-Regressive Exogenous (ARX)

Terdapat beberapa metode yang dapat digunakan pada identifikasi dinamis, salah satunya adalah *Auto-Regressive Exogenous* (ARX). ARX sering digunakan karena sederhana dan

representatif. Persamaan matematis struktur pendekatan ARX ditunjukkan pada persamaan 2.40.

$$y(t) + a_1y(t-1) + \dots + a_{n_a}y(t-n_a) = b_1u(t-n_k) + \dots + b_{n_b}u(t-n_k+n_b-1) + e(t) \dots\dots\dots (2.40)$$

Dengan:

$y(t)$ = Output pada waktu t

n_a = Jumlah Pole

n_b = Jumlah Zero + 1

n_k = *dead time*. Yaitu jumlah input yang masuk sebelum memberikan pengaruh pada output.

Pada tugas akhir ini, pemodelan ARX diperoleh dengan memanfaatkan fitur *system identification toolbox* pada *software* MATLAB. Adapun model ARX hasil *system identification toolbox* pada *software* MATLAB dituliskan pada persamaan 2.41 hingga 2.43.

$$A(q)y(t) = B(q)u(t-n_k) + e(t) \dots\dots\dots (2.41)$$

$$A(q) = 1 + a_1q^{-1} + \dots + a_{n_a}q^{-n_a} \dots\dots\dots (2.42)$$

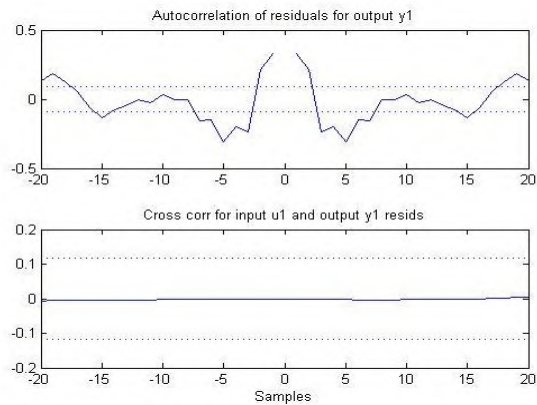
$$B(q) = b_1 + b_2q^{-1} + \dots + a_{n_b}q^{n_b+1} \dots\dots\dots (2.43)$$

2.7.4 Validasi Model

Validasi model dilakukan dengan mengecek persentase *best fitting* antara respon sistem hasil simulasi model dengan sistem aktual. Model dengan *best fitting* yang tinggi mengindikasikan bahwa model merepresentasikan sistem aktual dengan baik. Menurut L.Ljung (1999), model dapat diterima jika persentase *best fits* melebihi 90%.

Selain kriteria *best fits*, *residual analysis* dari model juga harus dipertimbangkan. Residual adalah perbedaan antara

prediksi output dari model dengan output sebenarnya hasil pembacaan sensor. Dengan kata lain, residual mewakili bagian dari validasi data yang tidak dijelaskan oleh model. Untuk data berdomain waktu, *residual analysis* meliputi fungsi *autocorrelation* dari residual untuk setiap output, dan *cross-correlation* antara input dengan residual untuk setiap data input – output. Model dikatakan baik jika *autocorrelation* dan *cross correlation* berada didalam *confidence interval* (ditunjukkan dengan garis titik – titik pada gambar 2.18).



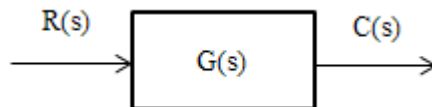
Gambar 2.18 *Residual Analysis*

Residual analysis meliputi dua macam tes, yaitu *whiteness test* dan *independence test*. Berdasarkan *whiteness test criteria*, model yang baik memiliki autokorelasi residual yang terletak didalam *confidence interval*, yang menandakan bahwa antar residual tidak saling berhubungan. Berdasarkan *independence test criteria*, model yang baik memiliki residual yang tidak berhubungan dengan input sebelumnya, terjadinya korelasi menandakan bahwa model tidak menjelaskan dengan

baik output yang terjadi terhadap input yang sedang diberikan. Sehingga, untuk menjamin didapatnya model yang baik, *residual autocorrelation* dan *cross correlation function* pada *residual analysis* berada didalam *confidence interval* yang ditentukan.

2.8 Fungsi Alih

Fungsi alih (*transfer function*) merupakan perbandingan antara output terhadap input sistem, dimana sebelumnya seluruh persamaan model matematis telah diubah dalam bentuk transformasi Laplace. Fungsi alih digunakan untuk sistem dengan karakteristik *Linear-Time Invariant system (LTI)*, yaitu sistem yang bersifat linear, dan tidak berubah terhadap waktu. Fungsi alih dapat merepresentasikan dengan cepat respon suatu sistem, dan relatif lebih mudah digunakan, namun penggunaannya terbatas pada *single input - single output system (SISO)*. Blok diagram fungsi alih dapat dilihat pada gambar 2.19.



Gambar 2.19 Fungsi Alih

Dengan $R(s)$ adalah input sistem, $C(s)$ adalah output sistem, dan $G(s)$ adalah sistem. Sehingga fungsi alih dapat dituliskan :

$$G(s) = \frac{C(s)}{R(s)} \dots\dots\dots (2.44)$$

Untuk model ARX, fungsi alih dirumuskan :

$$G(q) = \frac{B(q)}{A(q)} \dots\dots\dots (2.45)$$

2.9 Proportional Integral Derivative (PID)

Sistem Kontrol PID merupakan salah satu strategi kontrol konvensional, namun karena memiliki struktur yang sederhana dimana mudah dipahami oleh *plant operators* dan cukup mudah untuk di *tunning*, PID masih memiliki jangkauan aplikasi yang luas pada bidang industri (termasuk industri *fluid power*) dan terus digunakan hingga saat ini.

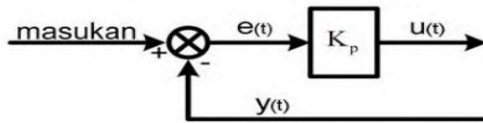
Kontrol PID merupakan penggabungan ketiga jenis sistem kontrol yaitu kontrol proporsional, integral, dan derivative. Ketiga jenis kendali ini memiliki kelebihan dan kekurangan tersendiri, sehingga pada aplikasinya, sering kali digabungkan menjadi kontrol PI, PD atau PID guna memenuhi kriteria desain kontroler.

2.9.1 Sistem Kontrol Proportional

Kontrol proportional berfungsi untuk memperkuat sinyal *error* penggerak, sehingga dapat mempercepat output sistem mencapai titik refrensinya. Secara sederhana, dapat dikatakan bahwa keluaran kontrol proporsional adalah perkalian antara konstanta proporsional dengan masukannya. Persamaan umum kontrol proporsional adalah :

$$u(t) = K_p e(t) \dots\dots\dots (2.46)$$

Dengan K_p adalah konstanta proporsional, dan $e(t)$ adalah selisih antara masukan dan keluaran sistem. Diagram blok kontrol proporsional ditunjukkan pada gambar 2.20 :



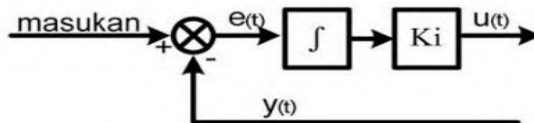
Gambar 2.20 Blok Diagram Kontrol Proporsional
(<http://elektro-kontrol.blogspot.sg/>)

2.9.2 Sistem Kontrol Integral

Kontrol integral pada dasarnya berfungsi untuk menghilangkan *steady-state error* dari suatu sistem yang tidak dapat dihilangkan oleh kontrol proporsional. Persamaan kontrol integral adalah :

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt \dots\dots\dots (2.47)$$

Dengan K_i adalah konstanta Integral, dan $e(t)$ adalah selisih antara masukan dan keluaran sistem. Diagram blok kontrol proporsional ditunjukkan pada gambar 2.21:



Gambar 2.21 Blok Diagram Kontrol Integral
(<http://elektro-kontrol.blogspot.sg/>)

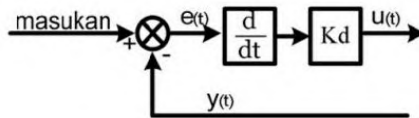
2.9.3 Sistem Kontrol Derivative

Output pada kontrol derivative sebanding dengan laju perubahan sinyal error. Kontrol derivative tidak pernah digunakan sendirian, karena kontroler ini hanya aktif pada periode peralihan. Pada periode peralihan, kontrol derivative menyebabkan adanya

redaman pada sistem sehingga dapat memperkecil *overshoot*.
 Persamaan kontrol derivative adalah :

$$u(t) = K_d \frac{de(t)}{dt} \dots\dots\dots (2.48)$$

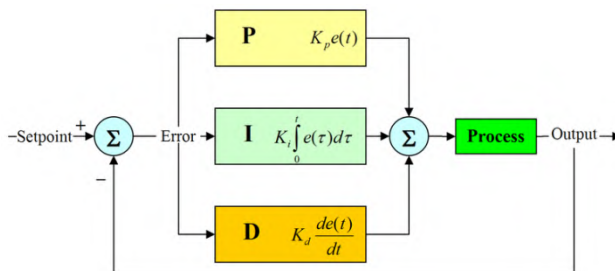
Dengan K_i adalah konstanta Integral, dan $e(t)$ adalah selisih antara masukan dan keluaran sistem. Diagram blok kontrol proporsional ditunjukkan pada gambar 2.22:



Gambar 2.22 Blok Diagram Kontrol Derivative
 (<http://elektro-kontrol.blogspot.sg/>)

2.9.4 Sistem Kontrol PID

Telah dipaparkan sebelumnya bahwa masing – masing kontrol P, I dan D memiliki kekurangan dan kelebihan tersendiri. Dengan menggabungkan ketiganya secara paralel, ketiga jenis kontroler ini dapat saling menutupi kekurangan masing – masing. Blok diagram sistem kontrol PID secara lengkap ditunjukkan pada gambar 2.23.



Gambar 2.23 Sistem Kontrol PID
 (<https://id.wikipedia.org>)

Karakteristik kontrol PID sangat bergantung pada ketiga parameter konstanta K_p , K_i dan K_d . Efek setiap parameter tersebut ditunjukkan pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Pengaruh Parameter K_p , K_i dan K_d

Jenis Kontrol	Rise Time	Overshoot t	Settling Time	Steady-State Error
Proporsional	Menurun	Meningkatkan	Perubahan Kecil	Menurunkan/Mengurangi
Proporsional	Menurun	Meningkatkan	Meningkatkan	Mengeliminasi
Proporsional	Perubahan kecil	Menurun	Menurun	Perubahan kecil

Bentuk persamaan kontrol PID seperti pada gambar 2.28 disebut sebagai PID bentuk *independent*. Terdapat bentuk lain yang disebut PID bentuk *dependent*. Penamaan ini mengacu pada ketergantungan setiap parameter kontrol terhadap nilai K_p . Jika pada bentuk *independent*, perubahan nilai K_p tidak akan mempengaruhi nilai parameter lainnya, sedangkan pada bentuk *dependent* berlaku sebaliknya. Berikut adalah perumusan PID bentuk *dependent*:

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \dots\dots (2.49)$$

Dengan :

- $u(t)$ = *command signal*
- K_p = Konstanta proporsional
- $e(t)$ = sinyal error

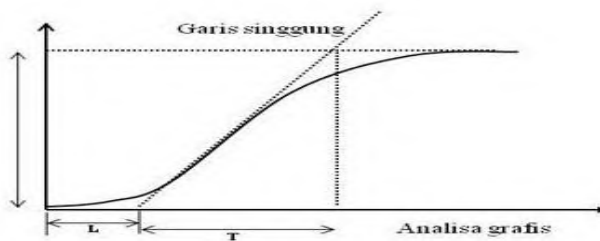
- $T_i = \text{Waktu integral} = (K_p/K_i)$
- $T_d = \text{Waktu derivative} = (K_d/K_p)$

2.10 Metode Tuning PID

Terdapat beberapa metode yang biasa digunakan untuk melakukan *tuning* parameter PID, diantaranya yang sering digunakan adalah metode Metode Ziegler-Nichols.

2.10.1 Metode Ziegler-Nichols

Metode Ziegler-Nichols terbagi menjadi dua, dimana yang pertama digunakan untuk sistem dengan karakteristik *first order* dan *second order*, sedangkan yang kedua untuk *third order system* dan di atasnya. Pada metode pertama, Ziegler-Nichols mengusulkan aturan penentuan nilai parameter PID berdasarkan karakteristik respon transient dari sistem berdasarkan *delay time* (L) dan *time constant* (T). Penentuan nilai L dan T dengan bantuan garis singgung sebagaimana terlihat pada gambar 2.24.



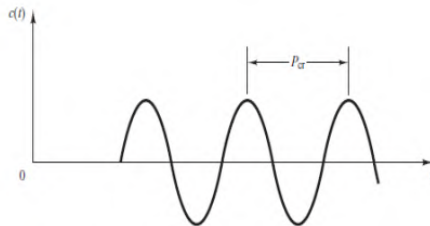
Gambar 2.24 Kurva S Analisa Grafis Ziegler-Nichols
(<https://fahmizaleeits.wordpress.com>)

Nilai parameter K_p , T_i dan T_d bisa didapatkan dengan memasukkan harga *delay time* dan *time constant* pada persamaan dalam table 2.2.

Tabel 2.2 Formula Ziegler-Nichols Berdasarkan *delay time* dan *time constant*

Jenis Kontroler	K_p	T_i	T_d
P	T/L	∞	0
PI	$0.9 T/L$	$L/0.3$	0
PID	$1.2 T/L$	$2 L$	$0.5 L$

Pada metode kedua, formula untuk menentukan parameter PID bergantung pada nilai gain kritisal (K_{cr}) dan periode kritisal (P_{cr}) yang dapat ditentukan secara eksperimen. Pertama, gain dari T_i dan T_d masing – masing diatur menjadi ∞ dan 0. Selanjutnya nilai K_p dinaikkan dari nol hingga mencapai nilai kritisal (K_{cr}), yaitu dimana output sistem pertama kali menunjukkan osilasi berkelanjutan. Selanjutnya (P_{cr}) dapat dicari sebagaimana gambar 2.25.



Gambar 2.25 Penentuan Periode Kritisal Ziegler-Nichols

Nilai parameter K_p , T_i dan T_d bisa didapatkan dengan memasukkan harga gain kritisal dan periode kritisal pada persamaan dalam tabel 2.3.

Tabel 2.3 Formula Ziegler-Nichols Berdasarkan Gain Kritikal dan Periode Kritikal

Jenis Kontroler	K_p	T_i	T_d
P	$0.5 K_{cr}$	∞	0
PI	$0.45 K_{cr}$	$P_{cr}/1.2$	0
PID	$0.6 K_{cr}$	$0.5 P_{cr}$	$0.125 P_{cr}$

Langkah yang dapat dilakukan setelah mendapat parameter PID dengan metode Ziegler-Nichols, dilakukan *fine tuning*, yaitu menaikkan atau menurunkan parameter PID yang telah didapat untuk lebih memperbaiki respon sistem sehingga dapat memenuhi kriteria desain sistem kontrol yang diinginkan. *Fine tuning* Tentunya tidak serta merta menaikkan atau menurunkan parameter begitu saja, namun berdasarkan pengetahuan pengaruh parameter K_p , K_i dan K_d seperti pada table 2.1.

2.11 Respon Sistem

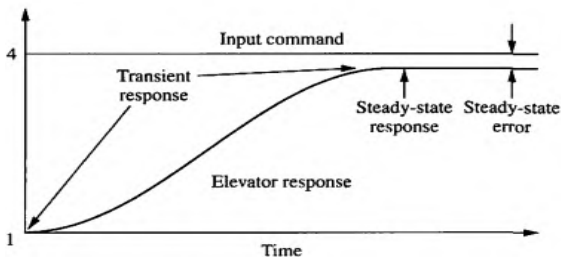
Respon sistem adalah tanggapan sistem terhadap perubahan sinyal input. Respon sistem biasanya disajikan dalam bentuk kurva sehingga karakteristik sistem mudah untuk dianalisa. Terdapat beberapa sinyal yang biasa diberikan untuk melihat respon sistem, diantaranya :

- Sinyal impuls, yaitu sinyal yang bernilai tak terbatas saat $t = 0$, dan nol saat t bernilai lain. Sinyal impulse ini digunakan untuk dapat melihat respon transien
- Sinyal step, yaitu sinyal yang memberikan suatu nilai pada waktu tertentu, kemudian bernilai konstan hingga $t = \infty$

- Sinyal ramp, merupakan sinyal yang mempunyai perubahan nilai linear terhadap fungsi waktu.

2.11.1 Transient Response

Ketika input diberikan pada suatu sistem, sistem membutuhkan waktu untuk mencapai kondisi tunak. Bagaimana perilaku sistem selama periode peralihan ini disebut *transient response*. Transien respon cukup penting dalam sistem hidrolik, misalnya jika sistem digunakan untuk melakukan tahap *punch* padaproses *deep drawing*. Misalnya, *overshoot* yang terlalu besar pada saat periode *transient* dapat menyebabkan benda kerja robek atau cacat. Karakteristik respon transien sistem ditunjukkan pada gambar 2.26.



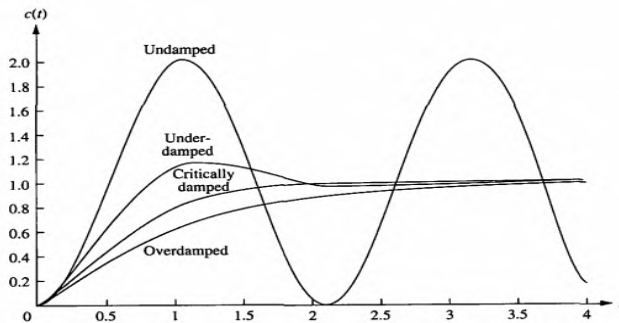
Gambar 2.26 Transient Response (Nise)

Terdapat tiga jenis sinyal respon *transient*, yaitu :

- *Underdamped response*, yaitu output melesat naik untuk mencapai nilai *set point*, lalu turun untuk kemudian berhenti disekitar nilai akhir. Respon ini memiliki efek osilasi dan mempunyai besar *damping ratio* < 1
- *Overdamped response*, yaitu nilai output tidak pernah melewati nilai input tetapi membutuhkan waktu yang lama untuk mencapai nilai kondisi tunaknya. Respon ini memiliki nilai *damping ratio* > 1

- *Critically damped response*, dimana respon dapat mendekati nilai kondisi tunak cukup cepat tanpa melewati batas nilai input. Respon ini memiliki nilai *damping ratio* = 1
- *Undamped response*, dimana output sistem berosilasi terus menerus tanpa mencapai nilai kondisi tunak.

Berbagai respon transien sistem terhadap pemberian input step dapat dilihat pada gambar 2.27.



Gambar 2.27 *Transient Response Sistem Terhadap Pemberian Step Signal*

2.11.2 *Steady State Response*

Tujuan desain kontrol selain *transient response* adalah *steady state response*. Yaitu ketika respon sistem mendekati nilai input, dan bernilai konstan hingga t mencapai ∞ . Fokus pada respon ini adalah akurasi dari *steady state response*, yaitu seberapa besar kemampuan sistem untuk mendekati nilai referensi yang diberikan, yang biasa diindikasikan dari parameter yang disebut *steady state error*. Suatu sistem bisa jadi tidak pernah mencapai kondisi tunak, dimana disebut *unstable system*.

2.11.3 *Steady State Error*

Steady state error merupakan selisih antara nilai *set point* dengan nilai output aktual sistem. Persamaan matematisnya sebagaimana persamaan 2.50.

$$E(t) = r - C(t) \dots\dots\dots (2.50)$$

Dimana :

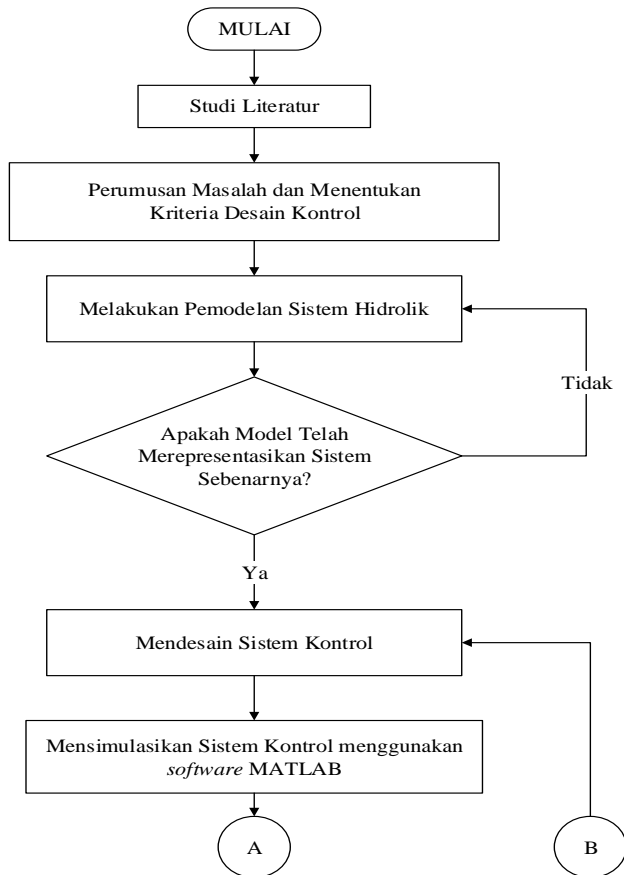
- $E(t)$ = Error nilai *set point* yang berubah terhadap fungsi waktu
- r = Nilai *set point*
- $C(t)$ = Nilai keluaran aktual sistem yang didapat dari hasil pengukuran terhadap fungsi waktu

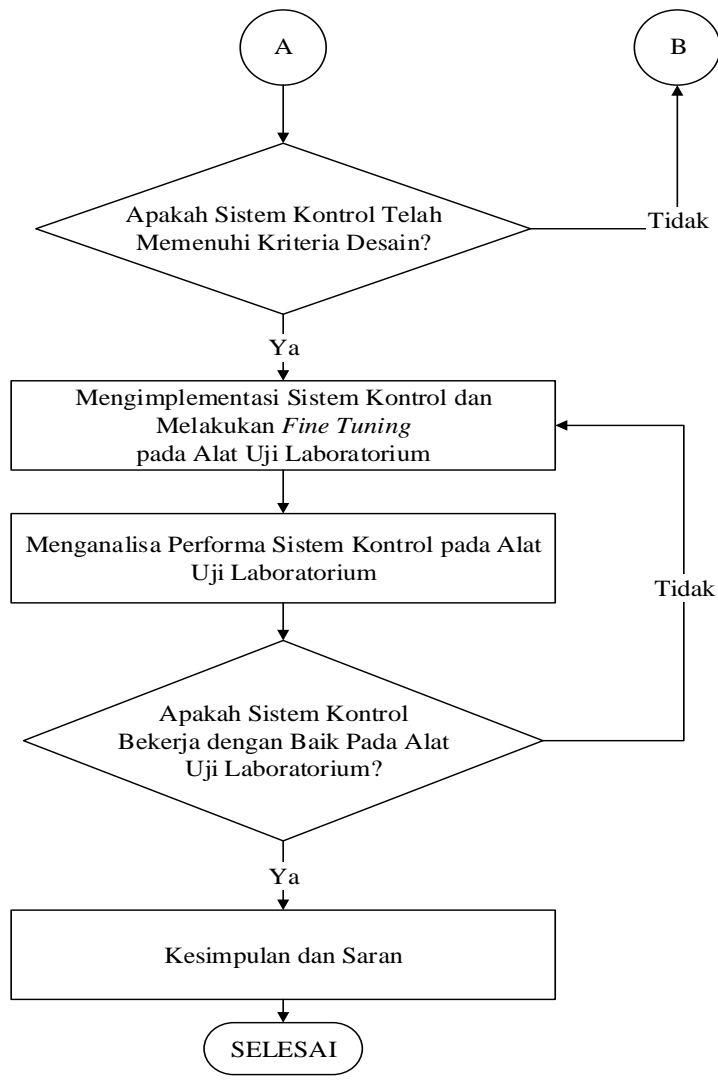
Steady state error dapat diukur ketika sistem sudah mencapai kondisi tunak, dimana respon sistem sudah tidak berubah terhadap waktu, hingga t mencapai ∞ .

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Agar penelitian tugas akhir ini dapat berjalan secara sistematis sehingga dapat lebih menjamin tercapainya tujuan penelitian, pelaksanaan penelitian mengikuti proses sebagaimana diagram alir penelitian gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Langkah-Langkah Penelitian

Penelitian sistem kontrol posisi *Electro Hydraulic Servo System (EHSS)* dilakukan dengan langkah sebagai berikut:

1. Studi literatur.
2. Perumusan masalah.
3. Pemodelan sistem.
4. Perancangan sistem kontrol PID.
5. Mensimulasikan hasil rancangan sistem kontrol.
6. Mengimplementasikan sistem kontrol pada alat uji laboratorium.
7. Melakukan penarikan kesimpulan dan pemberian saran untuk penelitian selanjutnya.

3.2.1 Studi Literatur

Studi literatur dimulai dengan memahami prinsip kerja, pemodelan sistem dinamis dengan metode *system identification*, serta sistem kontrol *Electro Hydraulic Servo System* dari buku referensi serta jurnal – jurnal penelitian. Selain itu juga dilakukan studi literature pada buku – buku sistem pengendalian, teori kontrol PID, serta mempelajari *software* MATLAB dan LABVIEW.

3.2.2 Perumusan Masalah dan Menentukan Kriteria Desain Sistem Kontrol

Pada tahap ini dirumuskan masalah – masalah yang akan diselesaikan pada tugas akhir sistem kontrol posisi *Electro Hydraulic Servo System (EHSS)*. Lalu menentukan Kriteria Performa Sistem seperti *steady state error*, *settling time*, dan *Overshoot* yang diijinkan.

3.2.3 Membangun Model Matematis Sistem

Model matematis sistem didapat dengan menggunakan metode *system identification*. Fungsi transfer yang didapat dari hasil pemodelan selanjutnya akan digunakan untuk perancangan sistem kontrol. Langkah – langkah pemodelan sistem akan dijelaskan lebih lanjut pada BAB IV.

3.2.4 Perancangan Sistem Kontrol PID

Parameter sistem kontrol PID, yaitu K_p , K_i dan K_d didapatkan dengan menggunakan metode Ziegler-Nichols. *Fine tuning* dilakukan untuk memperbaiki performa sistem kontrol. selanjutnya sistem akan disimulasikan guna melihat respon sistem setelah diberikan kontroler.

3.2.5 Mensimulasikan Hasil Rancangan Sistem Kontrol

Hasil rancangan sistem kontrol berdasarkan metode Ziegler-Nichols disimulasikan menggunakan *software* MATLAB. Selanjutnya dilakukan analisa terhadap performa hasil rancangan sistem kontrol, apakah telah memenuhi kriteria desain yang ditetapkan ataukah belum. Desain sistem kontrol yang memiliki performa terbaik diantara kedua metode ini akan diimplementasikan pada alat uji laboratorium.

3.2.6 Mengimplementasikan Sistem Kontrol pada Alat Uji Laboratorium.

Sistem kontrol diimplementasikan pada *real plant* yaitu alat uji FESTO *closed – loop hydraulic*. Hasil berupa grafik perbandingan antara sinyal referensi dan output aktual dari sistem akan disajikan secara *real time*, sehingga performa sistem kontrol dapat dilihat dengan jelas.

3.2.7 Kesimpulan dan Saran

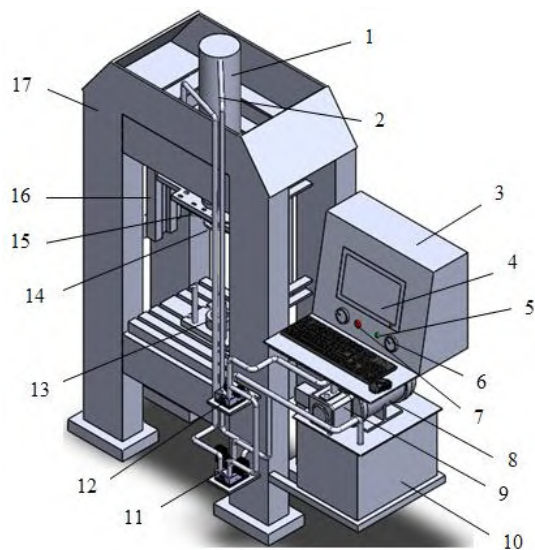
Penarikan kesimpulan diambil dari setiap analisa yang dilakukan dari awal hingga akhir perancangan sistem kontrol. Dari kesimpulan ini akan membuahkan saran yang dapat digunakan untuk penelitian berikutnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1 Set – Up Mesin *Deep Drawing*

Set-up mesin *press* hidrolik untuk proses *deep drawing* yang dirancang pada penelitian tugas akhir ini dapat dilihat pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Rancangan Set-Up Mesin *Deep Drawing*

Bagian – bagian yang ditunjukkan pada gambar 4.1 adalah :

- | | |
|-------------------------|---|
| 1. Silinder hidrolik | 10. Tanki oli |
| 2. Selang hidrolik | 11. <i>Proportional directional control valve</i> |
| 3. <i>Control panel</i> | 12. <i>Pressure relief valve</i> |
| 4. LCD | 13. <i>Die</i> |

- | | |
|----------------------------|----------------------|
| 5. <i>Power button</i> | 14. <i>Punch</i> |
| 6. <i>Pressure gage</i> | 15. <i>Ram</i> |
| 7. <i>Emergency button</i> | 16. <i>Ram guide</i> |
| 8. <i>Motor</i> | 17. <i>Frame</i> |
| 9. <i>Pompa</i> | |

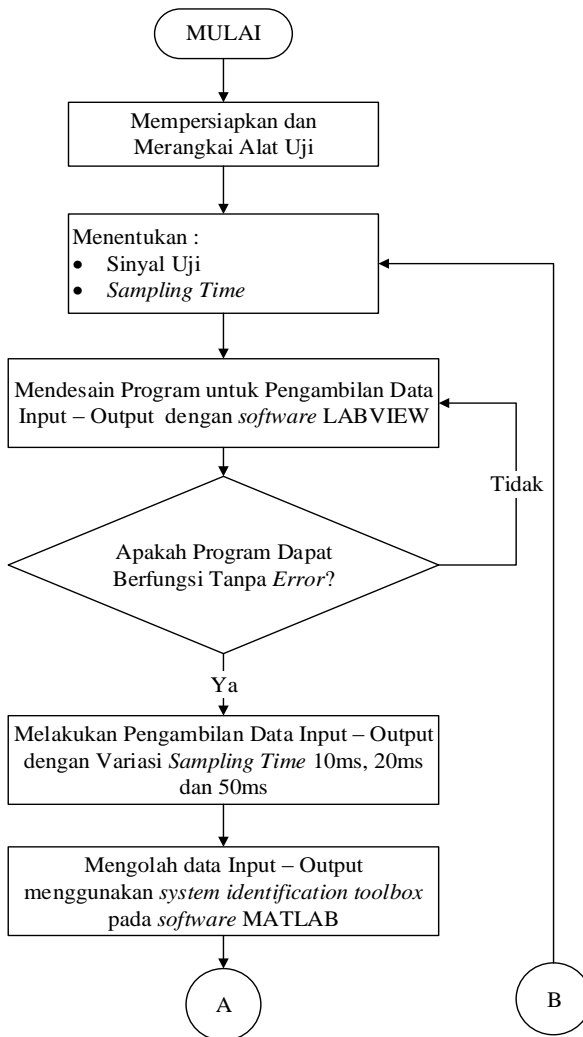
Mesin *deep drawing* ini dilengkapi dengan *emergency button* untuk kondisi darurat, serta *pressure gage* untuk melihat tekanan sistem. Mesin dirancang sehingga dapat berjalan secara otomatis setelah program dirancang pada komputer yang tersedia pada kontrol panel. Pada kontrol panel terdapat beberapa peralatan yaitu komputer, LCD, data akuisisi, amplifier dan *power supply*. Sistem kontrol dapat diatur dan dimodifikasi melalui komputer pada kontrol panel, dan kinerja sistem kontrol secara grafis dapat diamati langsung melalui LCD. Ini sangat membantu operator untuk melihat apakah proses *deep drawing* berjalan dengan baik.

Kondisi mesin pada saat ini belum dapat diterapkan rancangan diatas dikarenakan belum tersedianya beberapa komponen yang dibutuhkan, diantaranya *proportional directional control valve* dan *LVDT sensor*. Sehingga, pada penelitian tugas akhir ini implementasi sistem kontrol akan diterapkan pada alat uji skala laboratorium dengan komponen utama yang sama dengan komponen utama pada mesin *deep drawing* sesungguhnya. Set-up peralatan uji skala laboratorium akan dijelaskan lebih detail pada subbab 4.4.

4.2 Diagram Alir Pemodelan Sistem

Agar sistem dapat dimodelkan dengan baik, sehingga dihasilkan persamaan model matematis yang valid dan dapat merepresentasikan sistem sesungguhnya, prosedur pemodelan

dilakukan mengikuti diagram alir pemodelan sebagaimana ditunjukkan pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Diagram Alir Pemodelan

4.3 Langkah - Langkah Pemodelan Sistem

Pemodelan sistem dilakukan berdasarkan metode *system identification* dengan tahapan sebagai berikut :

1. Mempersiapkan dan merangkai alat uji.
2. Menentukan jenis sinyal uji dan *sampling time* yang akan digunakan.
3. Mendesain program yang dibutuhkan untuk pengambilan data input – output menggunakan *software* LABVIEW.
4. Melakukan pengambilan data input – output dengan variasi *sampling time* sebesar 10ms, 20ms dan 50ms.
5. Mengolah data input – output yang didapat dengan menggunakan *system identification toolbox* pada *software* MATLAB.
6. Melakukan validasi dan pemilihan model matematis sistem.
7. Analisa respon sistem tanpa kontroler.

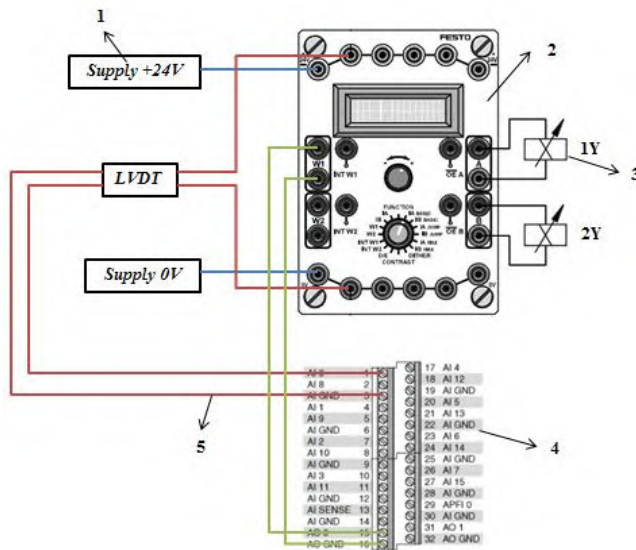
4.3.1 Mempersiapkan dan Merangkai alat uji

Langkah awal yang dapat dilakukan adalah mempersiapkan alat uji yang akan digunakan untuk identifikasi sistem. Peralatan uji ini merepresentasikan mesin *deep drawing* sebenarnya, dimana komponen yang digunakan sama, namun dalam skala laboratorium. Peralatan uji yang digunakan pada penelitian ini adalah :

1. *Electric motor driven pump*
2. *Reservoir*
3. *Pressure gage*
4. *Hydraulic hose*
5. *Pressure relief valve*
6. *Proportional directional and flow control valve*
7. *Linear drive (hydraulic cylinder)*
8. *Power supply*
9. *LVDT*

4. *Pressure gage.*
5. *Hydraulic hose.*
6. *Proportional directional and flow control valve.*
7. *Hydraulic cylinder with LVDT sensor.*

Sistem hidrolis untuk mesin *deep drawing* di rancang sedemikian rupa sehingga sistem dapat berjalan dengan baik dan aman. Sistem hidrolis ini terdiri dari *hydraulic power pack*, sebagai penghasil daya hidrolis dan dilengkapi dengan *pressure relief valve* yang berfungsi sebagai pengatur tekanan sistem. *Proportional valve* digunakan sebagai pengatur arah dan debit fluida yang menuju silinder. Jika *proportional valve* diaktuasi dari arah kanan (1Y) silinder akan bergerak maju, dan sebaliknya jika *valve* diaktuasi dari arah kiri (2Y). silinder yang digunakan dilengkapi dengan sensor LVDT untuk mengetahui posisi silinder selama sistem dijalankan.



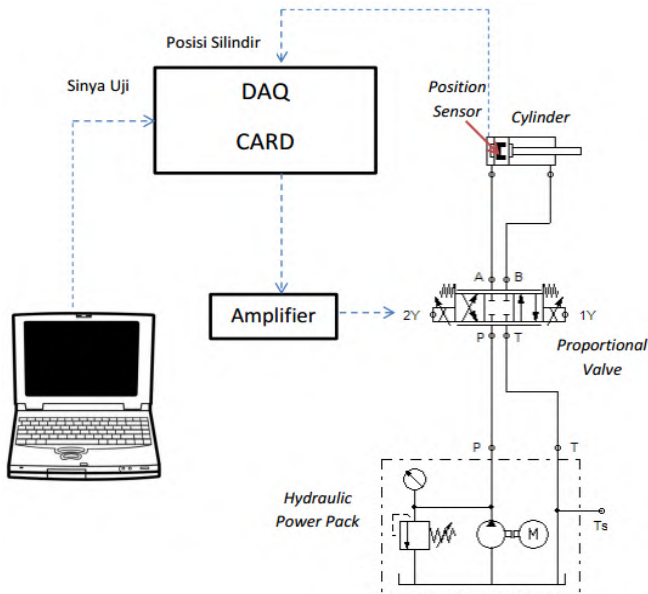
Gambar 4.4 Skema Rangkaian Elektrik Peralatan Uji

Keterangan :

1. *Power supply.*
2. *Amplifier card.*
3. *Solenoid of proportional valve.*
4. *Screw terminal of DAQ device.*
5. *Electric cable.*

Rangkaian elektrik pada penelitian ini terdiri dari *power supply* sebagai penyedia tegangan DC 24V untuk *amplifier* dan LVDT. Data akuisisi akan digatur dengan konfigurasi *screw terminal* sebagaimana gambar 4.4, dimana sinyal uji berupa *anlog voltage signal* dihasilkan melalui *channel AO 0* , sedangkan output dari sensor LVDT akan dibaca dan dicatat oleh data akuisisi melalui *channel AI 0*. Sinyal uji yang dihasilkan data akuisisi akan dimasukkan pada *channel W1* pada *amplifier* dan diubah menjadi arus. Jika sinyal yang masuk berupa tegangan positif, maka arus akan keluar melalui *channel A*, dan melalui *channel B* jika arus yang masuk berupa tegangan negatif.

Rangkaian hidrolik dan elektrik ini dirangkai menjadi satu sehingga menghasilkan peralatan uji *electro-hydraulic servo system*. Skema rancangan peralatan uji ini dapat dilihat pada gambar 4.5.



Gambar 4.5 Skema Rancangan Peralatan Uji *Electro-Hydraulic Servo System*

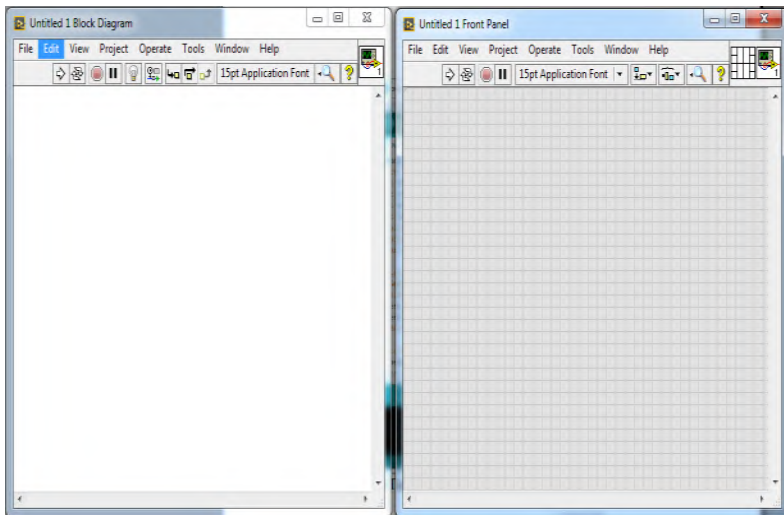
4.3.2 Menentukan *Sinyal Uji* dan *Sampling Time*

Penentuan jenis sinyal uji, besarnya *sampling time* dan *number of sample* merupakan salah satu faktor penting yang berpengaruh terhadap bagus tidaknya data input – output yang akan didapatkan. Pada tugas akhir ini, sinyal uji yang akan diberikan berupa tiga gelombang sinusoidal dengan frekuensi berbeda yang digabung menjadi satu (*multi sine wave*), dengan *sampling time* divariasikan pada 10ms, 20ms dan 50ms. Persamaan sinyal uji yang akan digunakan sebagai berikut:

$$\text{Multi sine wave} = 1.25 \sin 2\pi(0.05t) + 1.25 \sin 2\pi (0.2t) + 2 \sin 2\pi t$$

4.3.3 Mendesain Program Pengambilan Data

Pada penelitian ini, *software* LABVIEW digunakan sebagai penghubung antara laptop dan data akuisisi, pada *software* inilah *program* untuk pengambilan data Input – Output akan dibuat. Penggunaan *software* ini dikarenakan LABVIEW cukup mudah dihubungkan pada data akuisisi NI-USB 6251 dan bahasa pemrograman berbasis *graphical user interface (GUI)* cukup memudahkan proses pembuatan program. Tampilan *software* Labview ditunjukkan pada gambar 4.6.



Gambar 4.6 Tampilan *software* LABVIEW

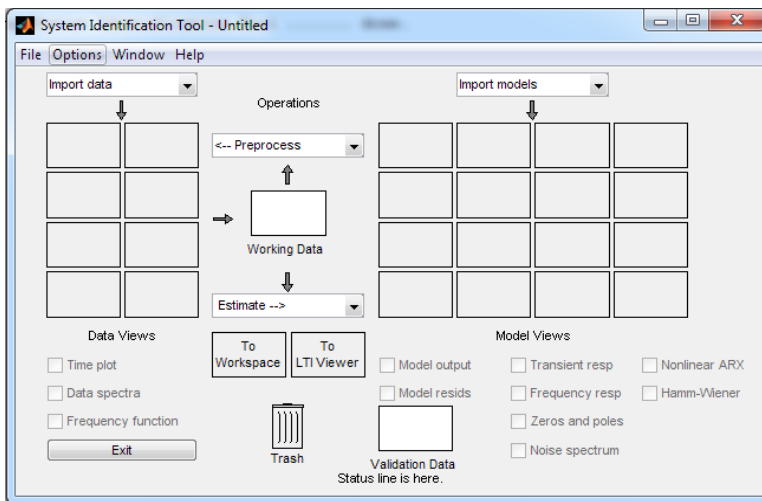
4.3.4 Pengambilan Data Input – Output

Pengambilan data dilakukan dengan menjalankan program yang telah dirancang *Sampling time* divariasikan pada 10ms, 20ms dan 50ms untuk mendapatkan model terbaik. Data ini

kemudian dinormalisasi sebelum diolah untuk mendapatkan fungsi alih sistem.

4.3.5 Mengolah Data Input – Output

Data yang telah didapat selanjutnya diolah menggunakan *system identification toolbox* dengan GUI sebagaimana gambar 4.7. pada *software* MATLAB sehingga didapatkan model matematis sistem. Metode yang digunakan pada tugas akhir ini adalah *Auto-Regressive Exogenous (ARX)*.



Gambar 4.7 *System Identification Toolbox* pada *software* MATLAB

4.3.6 Validasi dan Pemilihan Model Matematis Sistem

Validasi model matematis sistem dilakukan dengan membandingkan respon sistem hasil simulasi model dengan respon sistem aktual ketika diberikan input yang sama. Model dikatakan valid jika telah memenuhi kriteria persentase *best fit*

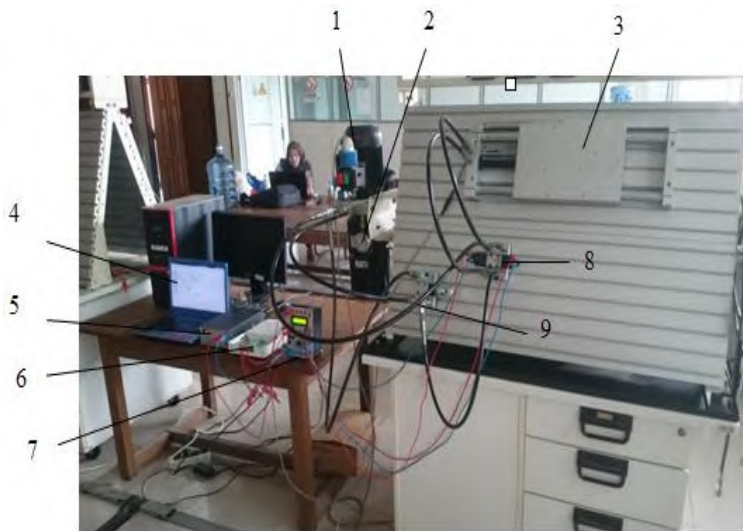
lebih dari 90%. Selain kriteria *best fit*, pertimbangan lain adalah *residual analysis* berkaitan dengan baik tidaknya *cross correlation* dan *auto correlation* dari model yang didapat. Sehingga, model yang dianggap paling valid adalah salah satu dari model yang dihasilkan dari variasi *sampling time* (10ms, 20ms dan 50ms) yang memiliki kriteria *best fit* lebih dari 90% dan *cross correlation* serta *auto correlation* yang baik.

4.3.7 Analisa Respon Sistem tanpa Kontroler

Model matematis yang telah didapat disimulasikan menggunakan *software* MATLAB – SIMULINK dengan memberikan input berupa step. Respon sistem yang dihasilkan dianalisa untuk mengetahui karakteristik sistem sebelum diberikan sistem kontrol.

4.4 Realisasi Rangkaian Alat Uji Penelitian

Guna melakukan pengambilan data input – output sistem, dilakukan realisasi dari rangkaian alat uji yang sebelumnya telah digambarkan secara skematik. Rangkaian alat uji skala laboratorium ini merepresentasikan mesin hidrolik yang digunakan untuk proses *deep drawing*. Komponen utama yang digunakan sama dengan mesin sebenarnya, yaitu *hydraulic power pack*, *pressure relief valve*, *proportional directional and flow control valve*, serta *hydraulic cylinder* yang diberi beban pemberat dan dilengkapi sensor LVDT. NI – USB DAQ 6251 digunakan sebagai penghubung antara sistem dengan komputer. Hasil realisasi rangkaian alat uji penelitian ini ditunjukkan pada gambar 4.8.

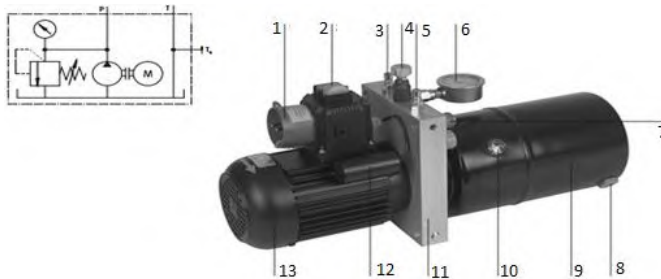


Gambar 4.8 Realisasi Rangkaian Alat Uji

Keterangan :

1. *Hydraulic power pack .*
2. *Pressure gage.Hydraulic cylinder.*
3. *Laptop*
4. *Power supply*
5. *Data acquisition.*
6. *Amplifier.*
7. *Proportional directional control valve.*
8. *Pressure relief valve.*

Hydraulic power pack yang digunakan pada penelitian ini adalah FESTO *hydraulic power pack* 152962, dimana memiliki pompa hidrolik berjenis *gear pump* dengan motor elektrik sebagai penggerakannya. Bagian – bagian komponen FESTO *hydraulic power pack* 152962 secara detil pada gambar 4.9.



Gambar 4.9 FESTO *Hydraulic Power Pack* 152962

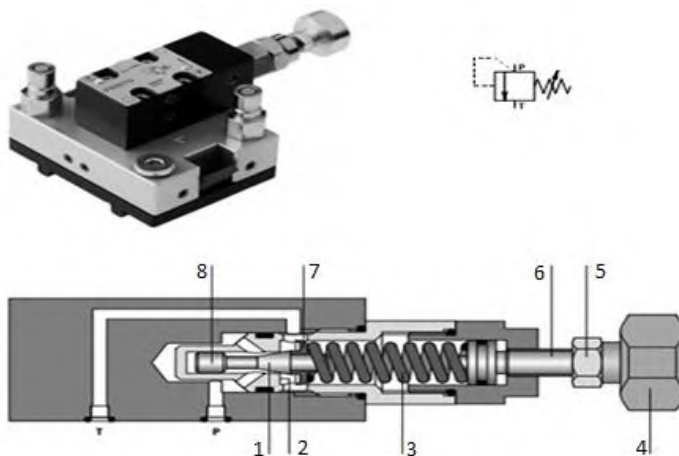
Bagian yang ditunjukkan pada gambar 4.9 adalah : *power supply plug* (1), saklar On/Off (2), port tekanan suplai P (3), *pressure relief valve* (4), port tanki T (5), *pressure gage* (6), port tanki Ts (7), *drain screw* (8), tanki (9), indikator ketinggian fluida hidrolik (10), *flange* (11), kapasitor (12), motor listrik (13). Adapun spesifikasi FESTO *hydraulic power pack* 152962 dituliskan pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Spesifikasi FESTO *Hydraulic Power Pack* 152962

<i>Electrical</i>	
Motor	<i>AC, single-phase</i>
Daya Nominal	650 W
Tegangan Nominal	230 V
Arus Nominal	3.1 A
Frekuensi	50 Hz
Kecepatan Nominal	1320 rpm
Standar Proteksi	IP20
<i>Duty Cycle</i>	50%
Aktuasi	<i>Manual via Switch</i>

<i>Hydraulic</i>	
Fluida Hidrolik	<i>Mineral Oil</i>
Desain Pompa	<i>External Gear Pump</i>
<i>Volumetric Delivery Rate</i>	1.6 cm ³
Debit pada Kecepatan Nominal	2.2 l/min
Tekanan Operasi	0.5 - 6 Mpa
Pengaturan	Manual
Jangkauan indicator <i>pressure gage</i>	0 - 10 Mpa
Kapasitas Tanki	5 L
Kemampuan Filtrasi	90 μ m

Pressure relief valve digunakan untuk mengatur tekanan suplai yang memasuki sistem. Pada penelitian ini digunakan FESTO *pressure relief valve* 152848 yang di set pada tekanan 1.5 Mpa. Detil bagian dari komponen ini sebagaimana gambar 4.10.



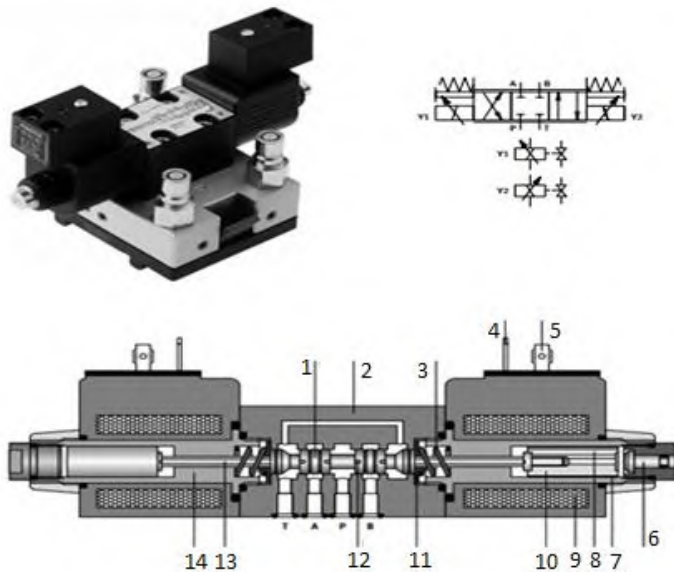
Gambar 4.10 FESTO *Pressure Relief Valve* 152848

Bagian yang ditunjukkan pada gambar 4.10 adalah : *closing cone* (1), *valve seat* (2), *spring* (3), *rotary knob* (4), *locknut* (5), *threaded spindle* (6), *spring plate* (7), *damping piston* (8). Spesifikasi FESTO *pressure relief valve* 152848 dituliskan pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 Spesifikasi FESTO *Pressure Relief Valve* 152848

Fluida Hidrolik	<i>Mineral Oil</i> (disarankan)
Tekanan Operasi	6 Mpa
Metode Aktuasi	Manual
Port	2 soket penghubung

Besar kecilnya debit serta arah fluida yang akan dialirkan menuju aktuator diatur oleh *proportional directional and flow control valve*. Keuntungan penggunaan komponen ini adalah memiliki dua fungsi sekaligus, yaitu sebagai pengatur arah gerak aktuator sekaligus pengatur posisi atau kecepatan gerak aktuator. Pada penelitian ini digunakan FESTO *4/3 – way proportional valve*, yang digerakkan oleh dua buah solenoid, kiri dan kanan. Jika arus listrik dialirkan pada solenoid Y2 (gambar 4.4) maka silinder akan bergerak maju, dan mundur jika arus listrik dialirkan pada solenoid Y1. Besar kecilnya arus listrik yang dialirkan akan menentukan besar kecilnya perpindahan *spool* (ditunjukkan dengan nomor 1 pada gambar 4.11). Semakin besar perpindahan *spool*, maka semakin besar pula debit yang dialirkan menuju aktuator.



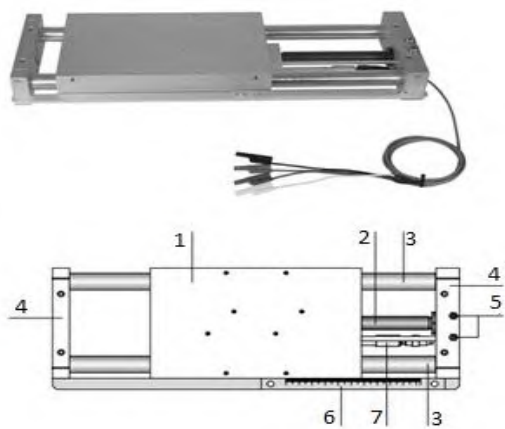
Gambar 4.11 FESTO 4/3 – way *Proportional Valve* 167086

Bagian yang ditunjukkan pada gambar 4.11 adalah : *spool* (1), *housing* (2), pegas (3), *grounding* (4), port elektrik untuk solenoid (5), *manual override* (untuk keadaan darurat) (6), *sliding bearing* (7), *compensating bore* (8), kumparan solenoid (9), *plunge* (10), *spring disc* (11), *control notch* (12), *stem* (13), *pressure tube* (14). Spesifikasi FESTO 4/3 – way *proportional valve* 167086 ditunjukkan pada tabel 4.3.

Tabel 4.3 Spesifikasi FESTO 4/3 – way *Proportional Valve* 167086

<i>Electrical</i>	
Aktuasi	<i>Proportional Solenoid</i>
Voltase	24 V DC
Arus Nominal	800 mA
<i>Switching time</i> (sinyal 0% hingga 100%)	40 ms
Resolusi	< 1 ms
Akurasi Pengulangan	< 1%
<i>Hydraulic</i>	
Fluida hidrolik	<i>Mineral Oil</i>
Tekanan Operasi	6 Mpa
Konstruksi Valve	<i>Spool</i> , dengan aktuasi langsung
Temperatur Maksimal	75 °C
Debit Nominal	q_N 1.2 L/min ketika $P_N = 0.5$ Mpa per <i>control edge</i>
Kebocoran (Kondisi Baru)	$q_L < 0.01$ l/min

Aktuator yang digunakan berupa silinder hidrolik yang dilengkapi dengan sensor LVDT dan dibebani masa pemberat. Silinder hidrolik berfungsi untuk mengubah daya hidrolis menjadi daya mekanis yang diperlukan untuk melakukan tahap *punch* pada proses *deep drawing*. Pada penelitian ini silinder hidrolik yang digunakan adalah FESTO *linear drive 200mm* 167089.



Gambar 4.12 FESTO *Linear Drive 200mm 167089*

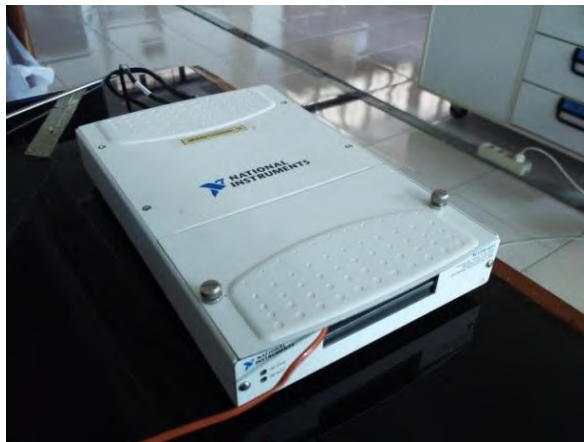
Bagian yang ditunjukkan pada gambar 4.12 adalah : massa pemberat (1), silinder kerja ganda (2), *guide rods* (3), *yokes* (4), port koneksi hidrolik (5), mistar (6), LVDT (7). Spesifikasi FESTO *linear drive 200mm 167089* sebagaimana pada tabel 4.4.

Tabel 4.4 Spesifikasi FESTO *Linear Drive 200mm 167089*

Dimensi	
P X L X T	625 x 200 x 200 mm
<i>Stroke</i>	200 mm
Massa Pemberat	15.7 Kg
Silinder Hidrolik	
Fluida Hidrolik	<i>mineral oil</i>
Rasio Luasan	1 : 1.64
Maksimum Tekanan Operasi	12 Mpa
Gaya Tekan (Maju)	2400 N
Gaya Tekan (Mundur)	1450 N

LVDT	
Suplai Voltase	+13 - +30 V
Voltase Output	0 – 10 V
Linearitas	± 0.5
Kecepatan Maksimum	1.5 m/s
Temperatur Operasi	-40 - + 150 °C

Identifikasi sistem dilakukan dengan memberikan sinyal uji pada sistem dan merekam respon sistem terhadap sinyal uji yang diberikan, alat yang dapat digunakan untuk menghasilkan sinyal uji dan membaca respon sistem adalah data akuisisi. Pada penelitian ini, digunakan NI – USB DAQ 6251, dengan gambar dan spesifikasi ditunjukkan pada gambar 4.13 dan tabel 4.5.

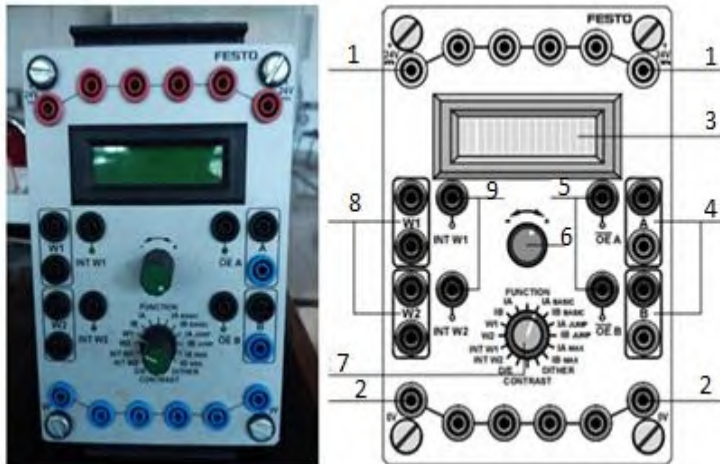


Gambar 4.13 NI – USB DAQ 6251

Tabel 4.5 Spesifikasi Analog Input – Output NI – USB DAQ 6251

Analog Input	
Jumlah <i>Channel</i>	8 (<i>differential</i>) , 16 (<i>single ended</i>)
Resolusi ADC	16 bits
Jangkauan Input	± 10 V
Sampling rate	1.25 Ms/s (<i>single channel</i>) , 1.00 Ms/s (<i>multi channel</i>)
Analog Output	
Jumlah <i>Channel</i>	2
Resolusi DAC	16 bits
Jangkauan Output	± 10 V
Arus	20 mA

Terlihat pada tabel diatas, NI – USB DAQ 6251 telah memiliki jangkauan input dan output yang sama dengan input *proportional valve* dan *output LVDT*, namun arus *output* sangat kecil, yaitu 20 mA sehingga dibutuhkan *amplifier* untuk menaikkan arus sehingga dapat mengaktuasi solenoid pada *proportional valve*. Pada penelitian ini, digunakan FESTO *control amplifier* 162255.



Gambar 4.14 FESTO Control Amplifier 162255

Bagian yang ditunjukkan pada gambar 4.14 adalah : suplai +24 V (1), Suplai 0 V (2), *display* (3), *output A* dan *B* (4), *release output A* dan *B* (5), *rotary knob* (6), *selector switch* (7), input untuk *set point* eksternal (8), input untuk *set point* internal (9). Spesifikasi FESTO control amplifier 162255 dapat dilihat pada tabel 4.6.

Tabel 4.6 FESTO control amplifier 162255

Suplai Voltase	24 V DC
Jangkauan Set Point	± 10 V
Pilihan Fungsi	1 Channel & 2 Channel Amplifier
Basic current	0 – 250 mA, dapat diatur setiap 1 mA
Jump Current	0 – 250 mA, dapat diatur setiap 1 mA
Maximum Current	100 – 1000 mA, dapat diatur setiap 5 mA
Dither Frequency	100 – 250 Hz

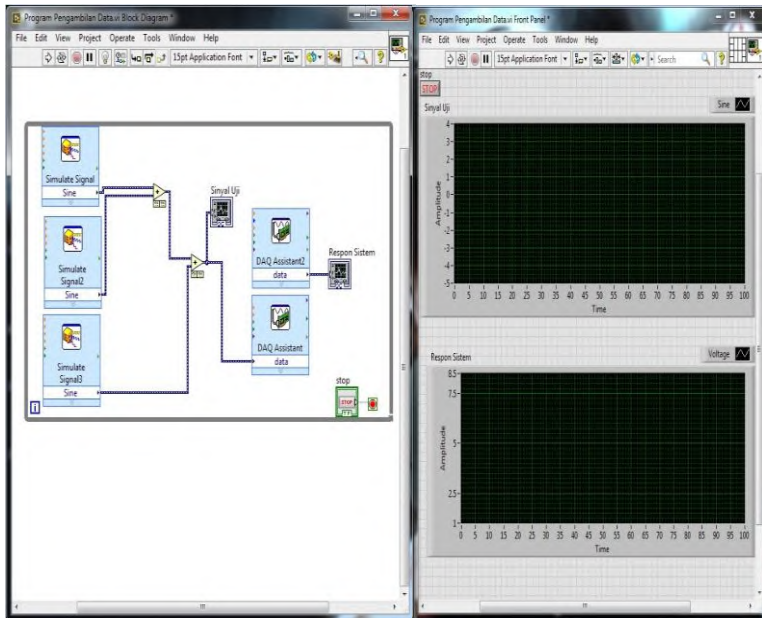
Amplifier yang digunakan pada penelitian ini difungsikan sebagai 2 *Channel Amplifier* karena konstruksi *proportional valve* yang digunakan memiliki dua solenoid, kiri dan kanan. Ketika voltase yang masuk pada *amplifier* bernilai positif, maka *output* dari *amplifier* yang berfungsi adalah *output* A, jika bernilai negative, maka *output* B yang berfungsi (lihat gambar 4.7 yang ditunjukkan dengan nomor 4). Adapun pengaturan lainnya adalah *dither frequency* = 250 Hz, *basic current* = 0 mA, *jump current* = 0 mA, *maximum current* = 1000 mA. Sehingga *amplification factor* (V) sebesar :

$$V = \frac{\text{Maximum Current} - \text{Basic current} - \text{Jump Current}}{10 \text{ V}}$$

$$V = \frac{1000 \text{ mA} - 0 - 0}{10 \text{ V}} = 100 \text{ mA/V}$$

4.5 Hasil Rancangan Program Untuk Pengambilan Data

Sebagaimana telah dijelaskan sebelumnya, dibutuhkan program yang digunakan untuk pengambilan data input – output sistem. Pada program inilah sinyal uji akan dibuat dan respon sistem akan dicatat. Hasil rancangan program untuk pengambilan data dapat dilihat pada gambar 4.15.



Gambar 4.15 Program Untuk Pengambilan Data

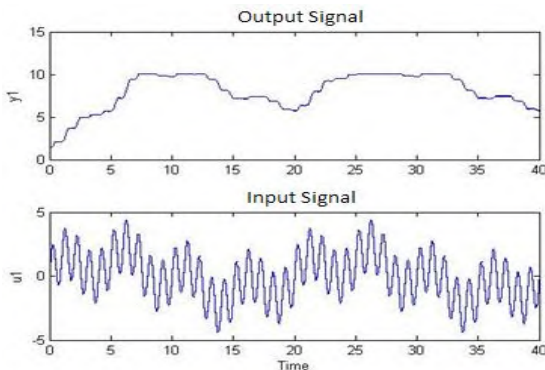
Block DAQ Assistant berisi program yang dapat menghubungkan komputer dengan NI – USB DAQ 6251. Pada *block* ini dilakukan pengaturan variasi *sampling time* = 10ms, 20ms dan 50ms. *Block simulate signal* digunakan untuk menghasilkan sinyal uji berupa sinusoidal. *Block simulate signal* yang pertama diatur dengan amplitudo = 1.25, frekuensi = 0.05 Hz, yang kedua diatur dengan amplitudo = 1.25, frekuensi = 0.2 Hz, dan yang ketiga diatur dengan amplitudo = 2, frekuensi = 1 Hz. Ketiga *block simulate signal* dijumlahkan sehingga didapatkan sinyal uji berupa *multi sine wave* dengan rumusan :

$$\text{Multi sine wave} = 1.25 \sin 2\pi(0.05t) + 1.25 \sin 2\pi (0.2t) + 2 \sin 2\pi t$$

Setelah dipastikan program dapat berjalan tanpa adanya *error*. Pengambilan data input – output siap dilakukan untuk mendapatkan model dari sistem dengan menggunakan metode identifikasi sistem.

4.6 Pemodelan *Electro – Hydraulic Servo System*

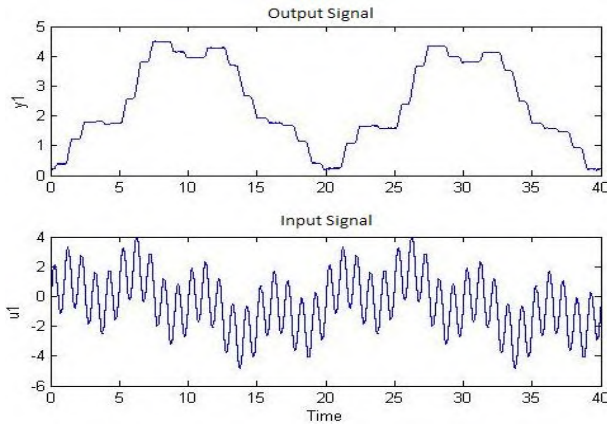
Proses pemodelan *electro – hydraulic servo system* dilakukan menggunakan metode identifikasi dinamis. Program untuk pengambilan data dijalankan untuk mendapatkan set data input – output. Input sistem berupa *control voltage* yang mengaktuasi *proportional valve* (sebelum memasuki valve, *control voltage* memasuki amplifier terlebih dahulu). Output sistem berupa voltase hasil pembacaan sensor LVDT. Hasil pengambilan data input – output untuk variasi *sampling time* 20ms dapat dilihat pada gambar 4.16.



Gambar 4.16 Sinyal Input – Output *sampling rate* 20ms
(Sebelum Linearisasi)

Sistem hidrolik pada penelitian ini memiliki sifat non – linear yang salah satunya disebabkan oleh penggunaan *asymmetric cylinder*, dimana silinder memiliki luasan yang berbeda antara sisi yang memiliki *rod* dan sisi yang tidak memiliki *rod*. Perbedaan luasan ini menyebabkan terjadinya perbedaan kecepatan diantara kedua sisi silinder meskipun diberikan input yang sama. Efek non linearitas ini terlihat pada gambar 4.16, dimana silinder tidak dapat kembali pada posisi awal ketika siklus sinyal uji telah penuh satu gelombang, periode dari *multi sine wave* ini adalah 20s. Terlihat bahwa gelombang respon yang kedua tidak identik sebagaimana gelombang yang pertama, ini karena kecepatan maju silinder lebih cepat daripada kecepatan mundur.

Offset sebesar -0.14 diberikan pada sinyal uji untuk mengurangi efek non linearitas sistem. Sinyal *offset* ini menggeser sumbu normal dari sinyal uji yang semula berada di garis nol, menjadi -0.14, sehingga sinyal uji berupa tegangan negative memiliki amplitude yang lebih besar dibanding tegangan positif. Ini berarti sinyal uji yang menggerakkan silinder hidrolik ke arah mundur lebih besar nilainya di banding sinyal uji yang menggerakkan silinder ke arah maju, ini dapat mengurangi efek non linearitas akibat perbedaan luasan kedua sisi silinder dapat dikurangi. Efek pemberian *offset* ini dapat dilihat pada gambar 4.17.



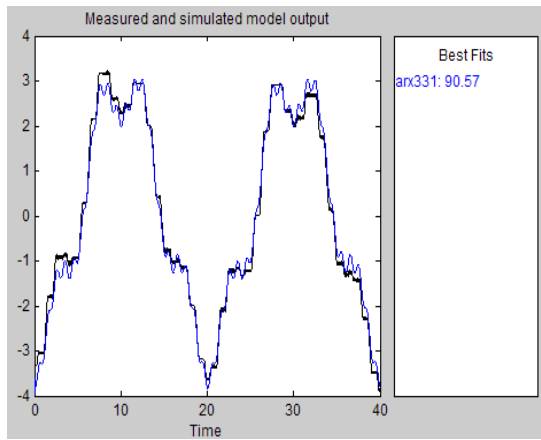
Gambar 4.17 Sinyal Input – Output *sampling rate* 20ms
(Setelah Linearisasi)

Pengambilan data input – output dilakukan dengan memberikan sinyal uji yang sama, namun *sampling rate* divariasikan pada 10ms, 20ms, dan 50ms. Data input – output yang diperoleh diolah menggunakan *system identification toolbox* pada *software* MATLAB.

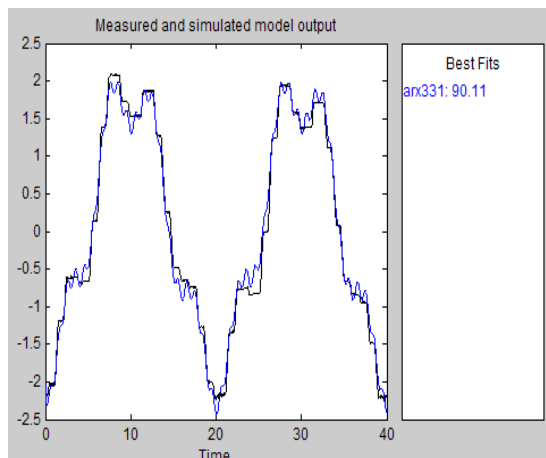
4.7 Analisa Model *Electro – Hydraulic Servo System*

Pengolahan data diawali dengan menghilangkan *offset* yang diberikan, kemudian memodelkan sistem menggunakan struktur ARX 3-3-1. Langkah selanjutnya adalah melakukan validasi model, yaitu membandingkan respon sistem yang dihasilkan model dengan sistem sebenarnya ketika diberikan input yang sama, kriteria ini disebut *best fits*. Kriteria lain yang harus dipertimbangkan adalah *residual analysis* berkaitan dengan *autocorrelation* dan *cross correlation*. Model yang dipilih adalah model dengan kriteria *best fits* lebih dari 90% dan memiliki *autocorrelation* dan *cross correlation* terhadap residu yang baik.

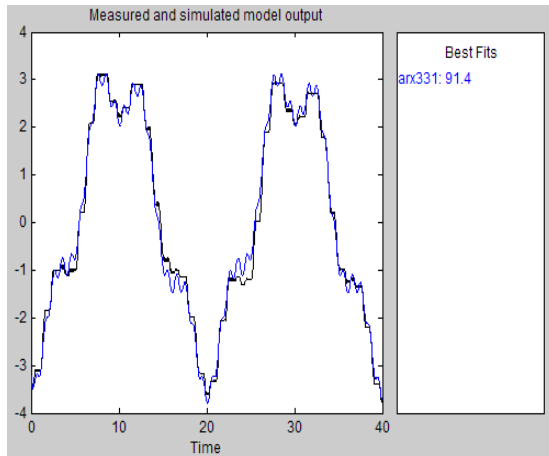
Validasi model berdasarkan kriteria *best fits* dan *residual analysis* untuk ketiga model dapat dilihat pada gambar 4.18 dan 4.19.



(A)

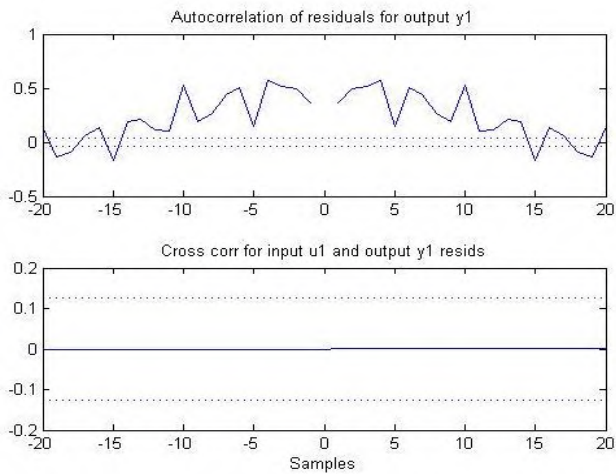


(B)

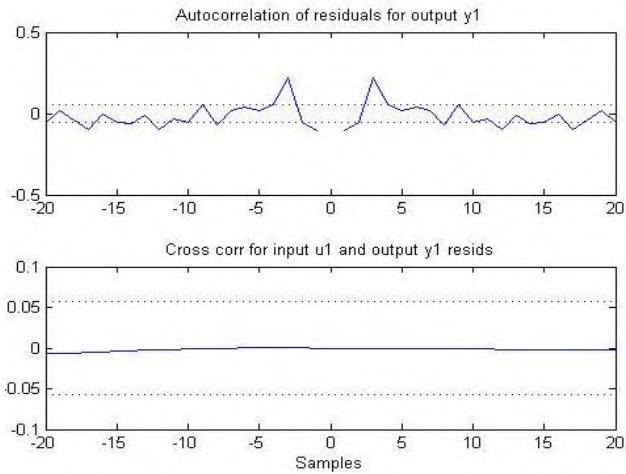


(C)

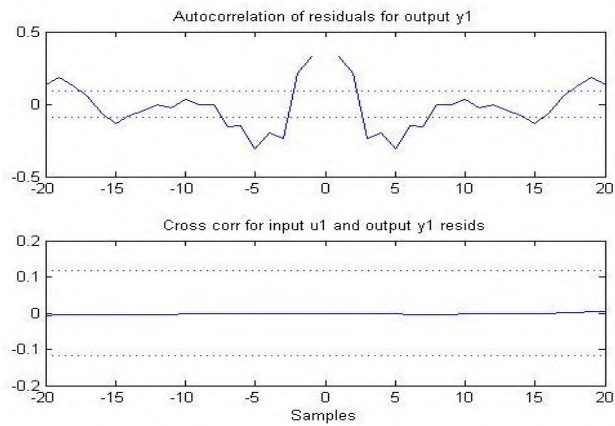
Gambar 4.18 *Best Fits Model Dengan Sampling Rate 10ms (A) , 20ms (B), dan 30ms (C)*



(A)



(B)



(C)

Gambar 4.19 *Residual Analysis Model Dengan Sampling Rate 10ms (A) , 20ms (B), dan 30ms (C)*

Terlihat pada gambar 4.18 (A) dan 4.19 (A) model hasil pengambilan data dengan *sampling time* 10ms memiliki *best fits* sebesar 90.57% , sehingga telah valid berdasarkan kriteria *best fits*. Namun, model memiliki *residual autocorrelation* yang jelek, terlihat bahwa fungsi autokorelasi residual keluar dari batas *confidence interval*. *Cross correlation* antara residual input dan output telah baik, terlihat bahwa fungsi *cross correlation* telah berada didalam *confidence interval*.

Gambar 4.18 (B) dan 4.19 (B) menunjukkan model dengan *sampling time* 10ms memiliki *best fits* sebesar 90.11% , sehingga telah valid berdasarkan kriteria *best fits*. Model memiliki *residual autocorrelation* yang baik, terlihat bahwa hampir seluruh fungsi autokorelasi residual berada didalam batas *confidence interval*. *Cross correlation* antara residual input dan output telah baik, terlihat bahwa fungsi *cross correlation* telah berada didalam *confidence interval*.

Gambar 4.18 (C) dan 4.19 (C) menunjukkan model dengan *sampling time* 50ms memiliki *best fits* sebesar 91.4% , sehingga telah valid berdasarkan kriteria *best fits*. Namun, model memiliki *residual autocorrelation* yang kurang baik, terlihat bahwa fungsi autokorelasi residual keluar dari batas *confidence interval*. *Cross correlation* antara residual input dan output telah baik, ditunjukkan dengan fungsi *cross correlation* telah berada didalam *confidence interval*.

Ketiga pembahasan diatas menunjukkan bahwa saat *sampling time* terlalu kecil (10ms) terjadi banyak *error* pada model yang ditunjukkan dengan *autocorrelation* yang jelek dan saat *sampling time* terlalu besar (50ms) model yang dihasilkan juga kurang baik, yang dapat disebabkan karena karakteristik sistem tidak tercatat dengan baik. Sehingga pada penelitian ini, digunakan model hasil pengambilan data dengan

sampling time 20ms. Model yang dihasilkan dapat dilihat pada table 4.7

Tabel 4.7 Model *Electro – Hydraulic Servo System*

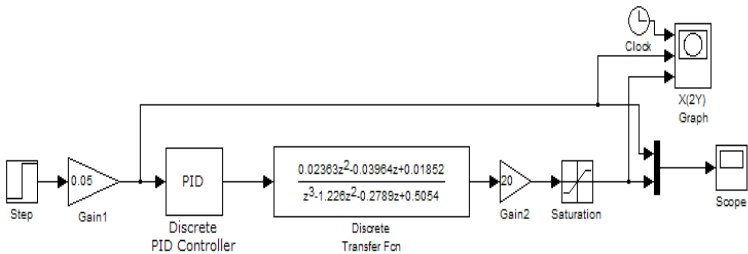
<i>Sampling Time</i>	<i>Transfer Function</i>	<i>Best Fits</i>	<i>Auto correlation</i>	<i>Cross Correlation</i>
10ms	$G(z) = \frac{0.9139 Z^2 - 1.873 Z + 0.9738}{Z^3 - 0.613 Z^2 + 0.2498 Z - 0.637}$	90.57 %	Jelek	Baik
20ms	$G(z) = \frac{0.02363 Z^2 - 0.03964 Z + 0.01852}{Z^3 - 1.226 Z^2 - 0.2789 Z + 0.5054}$	90.11 %	Baik	Baik
50ms	$G(z) = \frac{0.009627 Z^2 + 0.02831 Z - 0.02564}{Z^3 - 1.024 Z^2 - 0.615 Z + 0.6398}$	91.4 %	Kurang	Baik

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

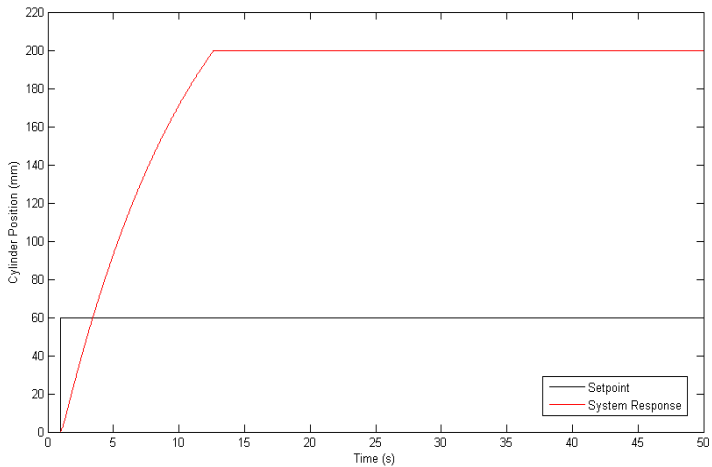
BAB V PENGUJIAN DAN ANALISA

5.1 Respon *Open – Loop System*

Sinyal step diberikan pada model yang didapat untuk melihat respon sistem tanpa diberikan kontroler. SIMULINK *block diagram* dan respon sistem terhadap *step input* dapat dilihat pada gambar 5.1 dan 5.2.



Gambar 5.1 SIMULINK *Block Diagram* Model Tanpa Kontroler

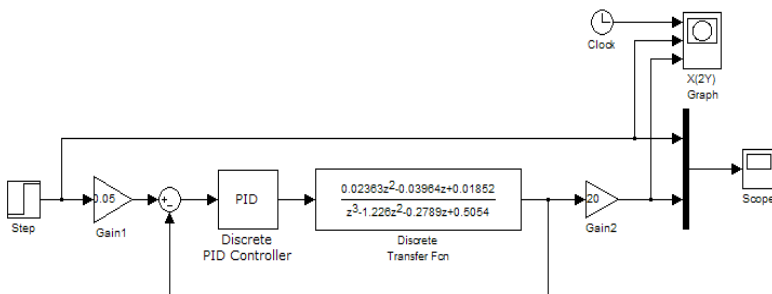


Gambar 5.2 Respon Model Terhadap *Step Input*

Terlihat pada gambar 5.2, ketika silinder hidrolik ingin diatur pada posisi *stroke* 60mm, terjadi *steady – state error* yang sangat besar, ini terjadi karena ketika sistem tidak diberikan kontroler, input yang diberikan akan terus mengaktuator *proportional valve* sehingga silinder akan terus bergerak maju hingga mencapai *full stroke* (200mm). Oleh karena itu, dibutuhkan adanya kontroler untuk memperbaiki *transient* dan *steady state response* dari *electro – hydraulic servo system*.

5.2 Perancangan Kontrol PID

Pada tugas akhir ini, kontrol PID dirancang dengan menggunakan, metode Ziegler-Nichols dilanjutkan dengan proses *fine tuning*. Kriteria desain utama yang ditentukan untuk sistem kontrol yang akan dirancang adalah tidak terjadi *overshoot* dan tidak memiliki *steady-state error*. SIMULINK *block diagram* yang digunakan untuk simulasi pada sistem dengan kontrol PID dan *step input* dapat dilihat pada gambar 5.3.

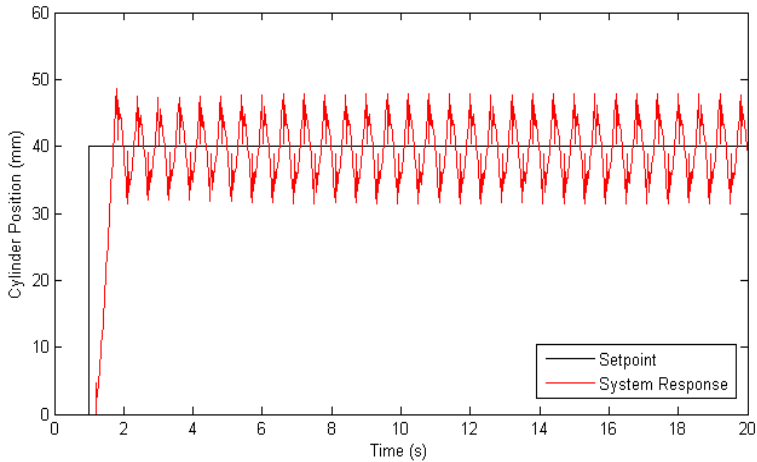


Gambar 5.3 SIMULINK *Block Diagram* Model dengan Kontrol PID

5.2.1 Perancangan PID dengan metode Ziegler-Nichols

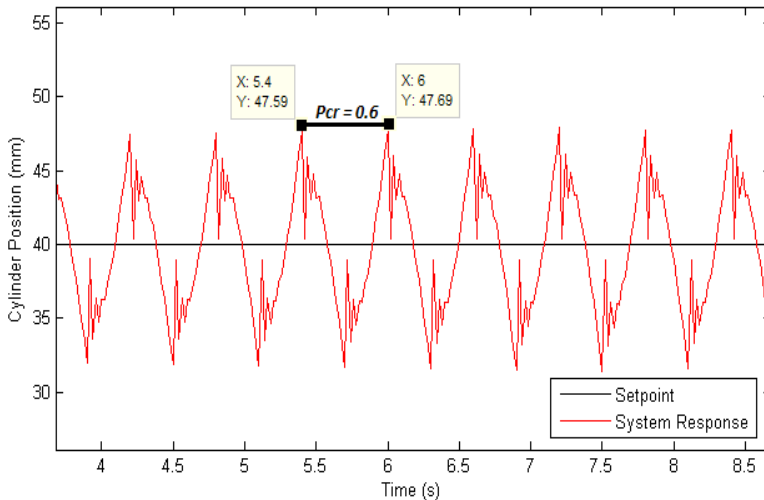
Perancangan sistem kontrol PID dengan menggunakan metode dari Ziegler-Nichols (metode kedua) diawali dengan mencari gain kritikal (K_{cr}) dan periode kritikal (P_{cr}) yang didapat melalui simulasi pada *software* MATLAB. Nilai gain kritikal

(K_{cr}) dicari dengan menaikkan nilai konstanta proporsional (K_p) pada nilai $K_i = 0$ dan $K_d = 0$, hingga mencapai respon sistem yang berosilasi secara berkelanjutan.



Gambar 5.4 Respon Sistem dengan Gain Proporsional $K_p = 23.5$

Gambar 5.4 menunjukkan bahwa dengan memberikan gain proporsional $K_p = 23.5$, silinder bergerak maju mundur (osilasi) secara berkelanjutan, sehingga didapat gain kritikal adalah $K_{cr} = 23.5$, dan periode kritikal sebesar $P_{cr} = 0.6$, sebagaimana terlihat pada gambar 5.5.



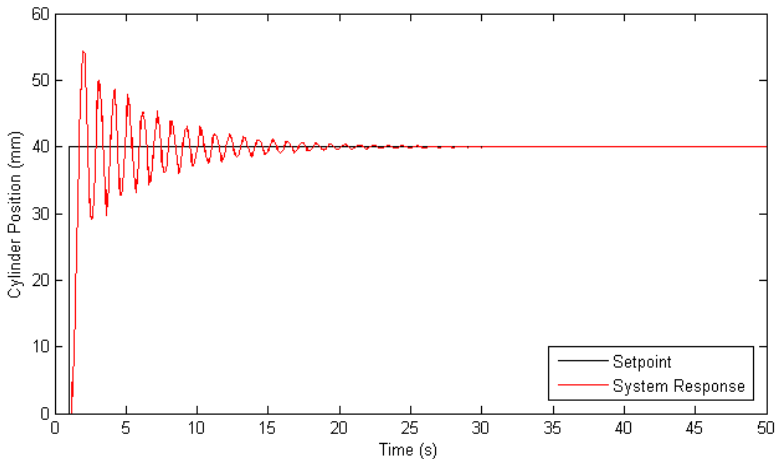
Gambar 5.5 Penentuan Periode Kritis

Nilai parameter PID dapat dicari menggunakan rumus sebagaimana tertulis pada tabel 2.3 dengan memasukkan nilai $K_{cr} = 23.5$ dan $P_{cr} = 0.6$, sehingga didapat nilai parameter PID yang dapat dilihat pada tabel 5.1.

Tabel 5.1 Nilai Parameter PID

Parameter	Nilai
K_p	$0.6 K_{cr} = 14.1$
T_i	$0.5 P_{cr} = 0.3$
T_d	$0.125 P_{cr} = 0.075$

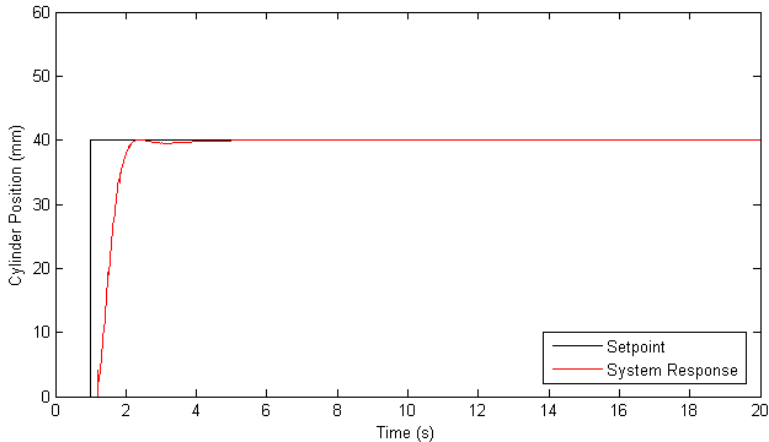
Respon sistem setelah diberikan kontrol PID diamati dengan mengatur *setpoint* posisi silinder pada 40mm. Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 5.6.



Gambar 5.6 Respon Sistem Setelah Diberikan Kontrol PID

Respon sistem setelah diberikan kontrol PID dengan parameter yang didapat menggunakan metode Ziegler-Nichols adalah *overshoot* = 36.05%, *settling time* = 16.32 detik dan *steady-state error* = 0. Ini berarti silinder bergerak melebihi *setpoint* (hingga 54.42mm) kemudian berosilasi sebelum akhirnya mencapai posisi 40mm. Respon sistem belum memenuhi kriteria desain sistem kontrol karena terdapat *overshoot* dan terjadi osilasi sebelum sistem mencapai *steady state*, meskipun terlihat bahwa sistem sudah tidak memiliki *steady-state error*.

Fine tuning pada parameter PID yang didapat dengan menggunakan metode Ziegler-Nichols dilakukan guna mendapatkan respon sistem yang sesuai dengan kriteria desain sistem kontrol. Hasil *fine tuning* yang didapat adalah $K_p = 4.05$, $K_i = 0.39$ dan $K_d = 0.4$. Nilai parameter PID yang didapat disimulasikan untuk melihat respon sistem setelah proses *fine tuning*. Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 5.7.

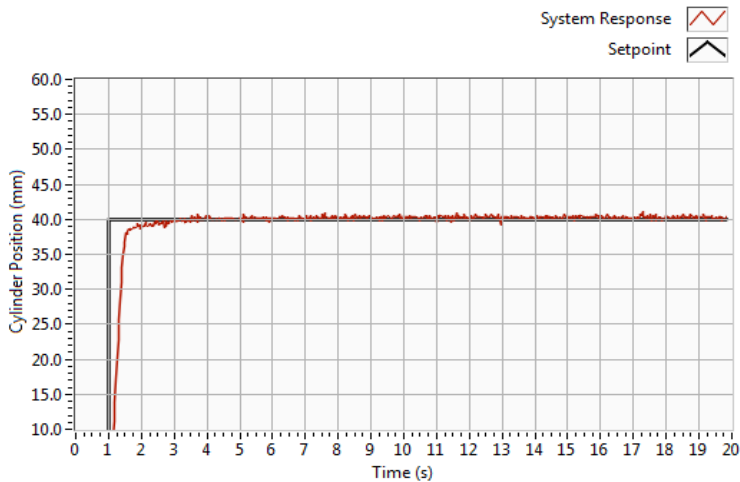


Gambar 5.7 Respon Sistem Setelah *Fine Tuning* (Simulasi)

Terlihat pada gambar 5.7, silinder hidrolik dapat mencapai *setpoint* (40mm) tanpa terjadi *overshoot*, dengan *settling time* = 2.2 detik dan *steady-state error* = 0. Respon sistem yang didapat ini telah sesuai dengan kriteria desain sistem kontrol yang ditetapkan, sehingga siap diimplementasikan pada *real plant*.

5.3 Implementasi Hasil Rancangan Sistem Kontrol

Hasil rancangan sistem kontrol posisi diimplementasikan pada *electro-hydraulic servo system* untuk melihat performa sistem kontrol. Parameter kontrol PID yang digunakan adalah parameter PID yang didapat dari hasil *fine tuning*, yaitu $K_p = 4.05$, $K_i = 0.39$ dan $K_d = 0.4$. Respon sistem dimonitor dan direkam secara *real time* melalui data akuisisi yang terhubung dengan komputer menggunakan *software* LABVIEW. Respon sistem setelah diberi kontrol PID dapat dilihat pada gambar 5.8.



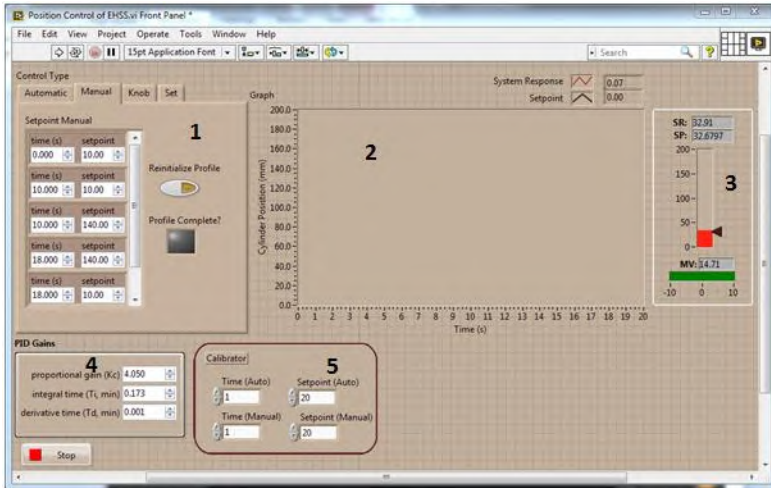
Gambar 5.8 Respon Sistem Setelah Diberikan Kontrol PID
(*Real Time Experiment*)

Terlihat pada gambar 5.8, ketika silinder hidrolik ingin diatur pada posisi *stroke* 40mm, silinder hidrolik dapat mencapai *setpoint* (40mm) tanpa terjadi *overshoot*, dengan *settling time* sekitar 2.3 detik dan tidak terdapat *steady-state error*, respon hasil *real time experiment* ini mendekati respon sistem hasil simulasi (gambar 4.19). Performa sistem telah sesuai dengan kriteria desain sistem kontrol yang diinginkan, ini menunjukkan bahwa nilai parameter K_p , K_i dan K_d yang digunakan telah sesuai dan dapat diterapkan.

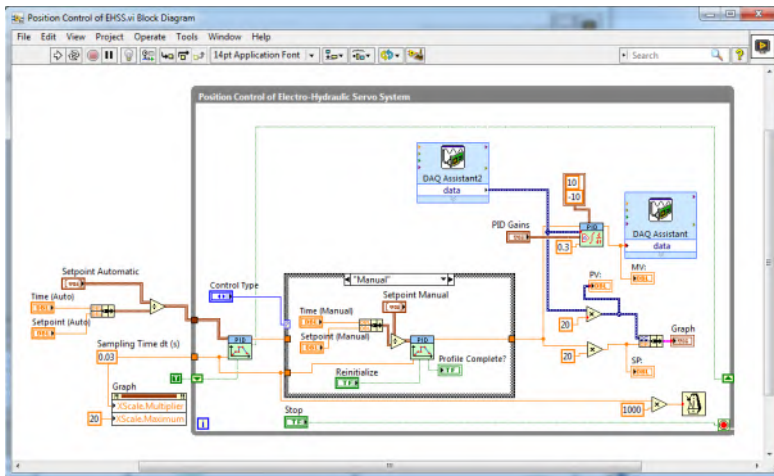
5.4 Hasil Rancangan Program Sistem Kontrol Posisi Silinder Hidrolik

Program untuk menjalankan sistem kontrol posisi silinder hidrolik pada *Electro-Hydraulic Servo System (EHSS)* dirancang menggunakan *software* LABVIEW. Program terdiri dari dua bagian utama, yaitu *front panel* dan *block diagram*. *Front panel* berfungsi sebagai *user interface* sedangkan *block diagram* merupakan tempat untuk membuat kode program berbasis

graphical user interface (GUI) untuk mengontrol objek pada front panel. Hasil rancangan program ditunjukkan pada gambar 5.9 dan 5.10.



Gambar 5.9 LABVIEW *Front Panel*



Gambar 5.10 LABVIEW *Block Diagram*

Bagian yang ditunjukkan pada gambar 5.8 adalah :

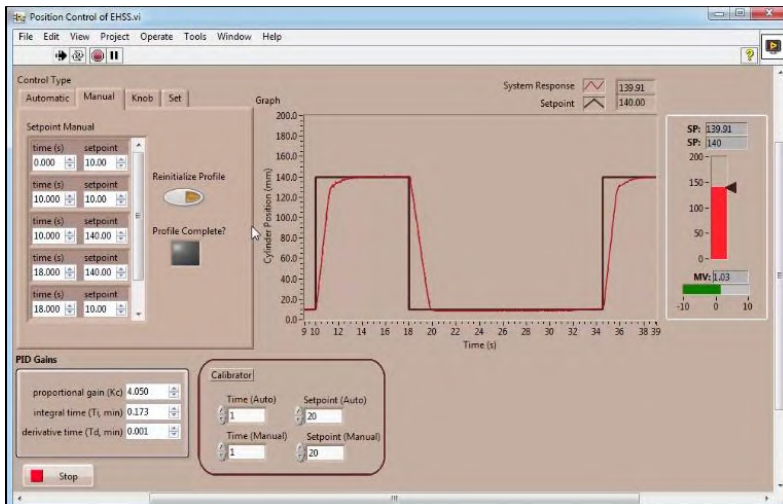
1. *Control type*, bagian ini berfungsi untuk memilih tipe kontrol yang diinginkan. Pilih tab *Automatic* jika ingin menjalankan sistem terus menerus hingga tombol stop ditekan, pilih *manual* jika ingin menjalankan sistem dalam satu siklus kerja saja, pilih *knob* jika ingin menggerakkan silinder hidrolik maju dan mundur sesuai putaran knob, dan pilih *set* jika ingin mengatur posisi silinder pada suatu posisi tertentu. Pada bagian *Setpoint* diisi sesuai posisi silinder yang diinginkan saat maju dan mundur.
2. *Graph*, bagian ini akan menampilkan posisi silinder secara aktual (*real time*), dibandingkan dengan *setpoint* yang diinginkan.
3. *Progress bar*, digunakan untuk melihat *setpoint*, *process variable*, dan *manipulated variable* secara *real time*.
4. *PID Gains*, bagian ini digunakan untuk memasukkan parameter PID yang sesuai digunakan pada sistem.
5. *Calibrator*, bagian ini digunakan untuk mengkalibrasi sensor yang digunakan.

5.5 Implementasi Program dan Kontrol PID pada Sistem

Sistem Kontrol dan Program yang telah dirancang diimplementasikan pada sistem guna melihat performa sistem terhadap sistem kontrol yang telah dirancang. Hasil implementasi ditunjukkan pada gambar 5.11 dan 5.12.



Gambar 5.11 Hasil Implementasi Sistem Kontrol (*Knob*)



Gambar 5.12 Hasil Implementasi Sistem Kontrol (*Automatic*)

Terlihat pada gambar 5.11 silinder hidrolik (posisi silinder hidrolik ditunjukkan dengan garis merah pada grafik) dapat

mengikuti dengan cepat *setpoint* yang diberikan (ditunjukkan dengan garis hitam pada grafik), dimana *setpoint* diatur dengan memutar *knob* pada *front panel*.

Gambar 5.12 menunjukkan silinder hidrolik bergerak maju mencapai posisi *stroke* 140mm untuk melakukan tahap *punch* guna membentuk *blank* menjadi *cup*, kemudian mundur mencapai posisi *stroke* 10mm dan dibiarkan selama 10 detik untuk memberikan waktu agar *cup* hasil proses *deep drawing* dapat diambil (diasumsikan proses *deep drawing* membutuhkan silinder untuk bergerak maju mencapai *stroke* 140mm, kemudian mundur kembali pada posisi *stroke* 10mm) dan blank baru untuk proses selanjutnya dapat diletakkan pada tempatnya. Sistem terus menerus melaksanakan proses *deep drawing* hingga program berhenti dijalankan. Terlihat bahwa silinder dapat bergerak mengikuti *setpoint* yang diberikan dengan *settling time* yang cepat (sekitar 2.3 detik), tanpa *overshoot* dan *steady-state error*.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Keimpulan yang dapat diambil dari tugas akhir ini adalah :

1. *Electro-Hydraulic Servo System* menggunakan *fixed-displacement pump* dan *proportional valve* dimodelkan menggunakan metode *system identification* dengan variasi *sampling time* 10ms, 20ms dan 50ms. Model matematis yang valid berhasil didapatkan pada *sampling time* 20ms, dimana persentase *best fits* mencapai 90,11% dengan *autocorrelation* dan *cross correlation* yang baik. Fungsi transfer yang didapat adalah :

$$G(z) = \frac{0.02363 Z^2 - 0.03964 Z + 0.01852}{Z^3 - 1.226 Z^2 - 0.2789 Z + 0.5054}$$

2. Sistem kontrol PID berhasil dirancang menggunakan metode Ziegler-Nichols yang kemudian dilakukan proses *fine tuning*. Parameter PID yang didapat adalah $K_p = 4.05$, $K_i = 0.39$ dan $K_d = 0.4$. Respon sistem terhadap *step input* setelah diberi kontrol PID adalah tidak terjadi *overshoot*, *settling time* = 2.2 detik, dan *steady-state error* = 0. Respon sistem setelah diberi kontrol PID telah memenuhi kriteria desain sistem kontrol yaitu tidak terjadi *overshoot* dan tidak terdapat *steady-state error*.
3. Program untuk implementasi sistem kontrol telah dirancang menggunakan *software* LABVIEW guna implementasi hasil rancangan sistem kontrol PID pada alat laboratorium. Respon sistem hasil *real time experiment* mendekati respon sistem yang didapat dari hasil simulasi. Respon sistem hasil *real time experiment* adalah tidak terjadi *overshoot*, dengan *settling time* sekitar 2.3 detik dan tidak terdapat *steady-state error*.

6.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk tugas akhir ini serta penelitian selanjutnya adalah :

1. Pada perancangan sistem kontrol untuk mesin *deep drawing* sebaiknya kembali dilakukan variasi *sampling time* untuk mendapatkan model matematis yang valid, karena setiap sistem memiliki karakteristik yang berbeda.
2. Sistem sebaiknya dilengkapi dengan filter untuk mengurangi *noise* yang terjadi pada saat pembacaan posisi silinder hidrolik oleh sensor.
3. Sistem hidrolik sebaiknya dilengkapi dengan *cooling system* untuk menjamin temperature minyak hidrolik tetap selama mesin digunakan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Jelali, Mohieddine & Kroll, Andreas. 2003. "*Hydraulic Servo-System, Modelling, Identification and Control*". Springer-Verlag London Ltd.
- [2] Esposito, Anthoni. 2003. "*Fluid Power with Application sixth edition*". USA : Prentice Hall.
- [3] Norman, S.N. 2011. "*Control Systems Engineering Sixth Edition*". John Wiley and Sons, California State Polytechnic University, Pomona.
- [4] Ljung L. 2011. "*System Identification Toolbox User's Guide R2011b*". Natick, MA, USA: The MathWorks, Inc.
- [5] Rydberg, K.E. 2008. "*Hydraulic Servo System*". Linköpings universitet
- [6] Manring, N.D. 2005. "*Hydraulic Control System*". Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [7] Merrit, E.Herbert. 1967. "*Hydraulic Control System*". John Wiley & Sons, Inc.
- [8] Scholz, D. 1996. "*FESTO Proportional Hydraulics Textbook*". Festo Didactic KG, D-73734 Esslingen.
- [9] Zimmermann, A & Scholz, D. 2000. "*FESTO Closed-Loop Hydraulic*". Festo Didactic GmbH & Co., D-73770 Denkendorf.
- [10] Rozali.S.MD, Rahmat.MF, Zulfatman, Wahab.N.A, dan Ghazali.R. 2010. "*PID Controller Design for an Industrial Hydraulic Actuator with Servo System*". Proceeding of 2010 IEEE student conference on research and development (SCORED 2010).
- [11] Ishak.Norlela, Tajjudin.Mazidah, Ismail.Hasimah, Rahimah.M.H.F., Sam.Yahaya.Md, dan Adnan.R. 2012. "*PID Studies on Position Tracking Control of an Electro-Hydraulic Actuator*". International Journal of Control Science and Engineering 2012, 2(5):120-126.
- [12] Xu.Ming, Jin.BO, Chen.G, dan Ni.Jing. 2013. "*Speed-Control of Energy Regulation Based Variable-Speed*

- Electrohydraulic Drive*". Journal of Mechanical Engineering 59(2013)7-8, 433-442.
- [13] Ling.T.G, Rahmat.M.F, Husain.A.R, Ghazali.R. 2011. "*System Identification of Electro-Hydraulic Actuator Servo System*". International Conference on Mechantronics (ICOM), 17-19 May 2011, Kuala Lumpur, Malaysia
 - [14] Abdelhameed.Magdy.M, Abdelaziz.M.A, dan Bakarman.A. 2014. "*The Velocity Control of The Electro-Hydraulic Servo System*". International Journal of Research in Engineering and Technology eISSN: 2319-1163.
 - [15] Rahmat.MF., Rozali.S.MD, Wahab N.A, Zulfatman, dan Jusoff K. 2010. "*Modelling and Controller Design of an Electro-Hydraulic Actuator System*". American Journal of Applied Sciences 7 (8): 1100-1108, 2010
 - [16] Li, Lingjun & Thurner, Thomas. 2013. "*Accurate Modeling and Identification of Servo-Hydraulic Cylinder Systems in Multi-Axial Test Application*". Ventil 19/2013/6.
 - [17] Salleh.S, Rahmat.MF., Othman.S.M., dan Danapalasingam. K.A. 2015. "*Review on Modeling and Controller Design of Hydraulic Actuator Systems*". International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems Vol.8., NO.1.

BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak bungsu dari dua bersaudara yang dilahirkan di Batam pada tanggal 28 Desember 1993 dengan nama Nico Desduen Putra atau biasa dipanggil Nico. Penulis menempuh Pendidikan formal di SDN 006 Batam (1999-2005), SMPN 6 Batam (2005-2008), SMAN 1 Batam (2008-2011) dengan bidang studi IPA, Program Studi D3 Teknik Mesin (2011-2014) bidang studi Konversi Energi dan melanjutkan jenjang S1 Teknik Mesin FTI-ITS (2014-2016) yang kemudian pada tahun 2016 mulai melakukan penelitian di Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada laboratorium Otomasi Industri. Saat duduk di bangku kuliah, penulis pernah menjalankan amanah sebagai Grader laboratorium Metalurgi pada tahun 2012 – 2013 dan Grader laboratorium Pneumatik dan Hidrolik pada tahun 2013 – 2014, serta aktif berbagi ilmu menjadi Tutor mata kuliah Mekanika Fluida, Termodinamika, Pompa, dan Perpindahan Panas. Selain di bidang akademik, penulis juga aktif berorganisasi di Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI – ITS sebagai Staff Departemen Riset dan Teknologi pada tahun 2012 – 2013, Ketua Departemen Profesi dan Kesejahteraan Mahasiswa pada tahun 2013 – 2014, serta menjadi Pemandu Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa pada tahun 2012 – 2014.

Penulis memiliki ketertarikan terhadap teknologi terbaru di bidang otomasi, ketertarikan dalam berbagi ilmu sebagai pengajar, dan memiliki cita – cita menjadi *technopreneur* terutama di bidang *Hydraulic and Pneumatic Control System*. Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dan ingin berdiskusi lebih luas lagi dapat menghubungi E-mail: NicoDesduen@gmail.com.